

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh lanové dráhy pro extrémní sport

Design of a Ropeway for Extreme Sport

Student:

Bc. Jakub Bednarz

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Bednarz**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh lanové dráhy pro extrémní sport**  
**Design of a Ropeway for Extreme Sport**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte technické řešení extrémní sportovní lanové dráhy. Na této dráze bude přepravovaná jedna osoba v podvěsu pomocí pojezdové kladky na jednom laně. Toto lano navrhněte. Dále navrhněte zařízení pro ukotvení lana na obou koncích. Tato zařízení budou umístěna na ocelových konstrukcích, které nejsou součástí DP. Pokud to bude nutné, uvažujte o možnosti výškové změny polohy lana na startu nebo dojezdu. Rovněž navrhněte řešení pojezdu pro dopravovanou osobu.

### Parametry:

- vodorovná vzdálenost stanic ... 1779 [m]
- výškový rozdíl stanic ... 147 [m].

Nakreslete sestavu horního a dolního ukotvení a pojezdového vozíku.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Remta F., Kupka L., Dražan F.: *Jeřáby I. díl*. Praha, SNTL 1974  
Bolek A., Kochman J.: *Části strojů 1,2*. Praha, SNTL 1989  
Boháček F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990  
Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9  
Němček M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

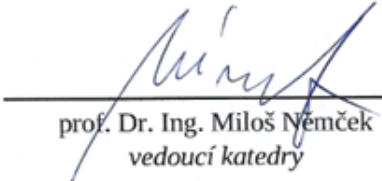
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

Jakub Bednarz

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Bednarz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ropice 77

## Poděkování

Děkuji vedoucí bakalářské práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za odborné rady a čas věnovaný konzultacím. Dále děkuji Ing. Zdeňku Porubovi, Ph.D. za odbornou pomoc při MKP výpočtech.

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

BEDNARZ, J. Návrh lanové dráhy pro extrémní sport : diplomová práce.

Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismu strojů, 2015 , 56 s. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Diplomová práce se zabývá návrhem sportovního lanového skluzu pro přepravu osob. V první části je přehled podobných atrakcí u nás a v zahraničí. V následujících částech jsou provedeny všechny výpočty potřebné k samotnému návrhu. Nejdřív je vypočtená průhybová křivka lana a tahové síly v něm, podle kterých jsou dále navrženy nosné konstrukce, tak aby pevnostně vyhovovaly normě. V dalších částech je navržen brzdny mechanismus a nosný vozík.

## **The diploma thesis Annotation**

BEDNARZ, J. A Design of a Ropeway for Extreme Sport: the diploma thesis.

Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 56 p., the thesis director: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

The diploma thesis deals with the project of a sport ropeway for a transportation of people. The first part is an overview of similar attractions located in our country and abroad. In the following sections there are all calculations needed for the proposal itself. First I calculated the deflection curve of the rope and tensile forces by which I designed the support structure meeting the solidity standards. In other parts there are the braking mechanism and carrier truck designs.

# Obsah

Seznam použitých značek.....	9
1 Úvod .....	13
1.1 Přehled Lanových skluzů .....	13
2 Vlastní návrh .....	18
2.1 Návrh nosného lana .....	18
2.2 Návrh kotvení nosného lana v dolní stanici: .....	21
2.2.1 Pevnostní kontrola nosné konstrukce napínáku nosného lana: .....	21
2.2.2 Kontrola hřídele napínací kladky .....	23
2.2.3 Statická kontrola ložiskových domků napínáku nosného lana: .....	24
2.3 Návrh brzdného systému .....	25
2.4 Návrh lanového dopravníku .....	28
2.4.1 Volba hnací převodovky dopravníku:.....	29
2.4.2 Volba elektromotoru pro pohon dopravníku:.....	29
2.4.3 Volba ložiskové jednotky pro uložení hřídele hnací kladky: .....	29
2.4.4 Volba dopravního lana: .....	29
2.4.5 Návrh hnací kladky:.....	30
2.4.6 Návrh napínací síly: .....	30
2.4.7 Kontrola hnací hřídele kladky: .....	31
2.4.8 Kontrola ložisek hnacího členu:.....	32
2.4.9 Kontrola čepu volné kladky: .....	33
2.4.10 Kontrola ložisek volné kladky: .....	34
2.4.11 Výpočet síly na šroubu napínání: .....	35
2.4.12 Kontrola ramene napínání lanového dopravníku: .....	37
2.4.13 Kontrola čepu s vnitřním závitem: .....	38
2.5 Návrh horní stanice .....	40
2.5.1 Pevnostní kontrola zvoleného sloupu:.....	40
2.5.2 Návrh příruby nosného lana: .....	42
2.5.3 Návrh předepjatých kotvicích šroubů.....	43
2.5.4 Detailní kontrola kotvicí příruby nosného sloupu: .....	47
2.6 Návrh nosného vozíku:.....	48
2.6.1 Kontrola čepů:.....	48
2.6.2 Kontrola ložisek nosného vozíku: .....	50
2.6.3 Kontrola plechu nosného vozíku: .....	50
3 Závěr.....	52
4 Literatura.....	54

5	Seznam příloh .....	56
---	---------------------	----



## Seznam použitých značek

$A$	Horní stanice	$[m]$
$a, b, c, d, e, f, g, h, j$	Délkové rozměry	$[mm]$
$B$	Dolní stanice	$[m]$
$b_z$	Koeficient záběrového momentu	$[-]$
$C$	Nejnižší bod na pruhybové křivce	$[m]$
$C_{o\ SYNT\ 90\ LW}$	Základní statická únosnost ložiska SYNT 90 LW	$[kN]$
$C_{205-2F}$	Základní dynamická únosnost ložiskové jednotky P 25 TF	$[kN]$
$C_{608}$	Základní dynamická únosnost ložiska W 608 - 2RS1	$[N]$
$C_{\xi}$	Tuhost kotvícího šroubu	$[N/mm]$
$C_{o\ 205-2F}$	Základní statická únosnost ložiskové jednotky P 25 TF	$[kN]$
$C_{PŘ}$	Tuhost příruby	$[N/mm]$
$C_{o\ 608}$	Základní statická únosnost ložiska W 608 - 2RS1	$[N]$
$C_{o\ w6302}$	Základní statická únosnost ložiskové jednotky W 6302	$[N]$
$C_{w6302}$	Základní dynamická únosnost ložiskové jednotky W 6302	$[N]$
$D_{\check{c}1}$	Průměr čepu	$[mm]$
$D_{\check{c}2}$	Průměr čepu 2	$[mm]$
$D_P$	Vnitřní průměr podložky	$[mm]$
$d_{2\check{s}}$	Střední průměr závitu napínacího šroubu	$[mm]$
$d_{2p}$	Střední průměr závitu kotvícího šroubu	$[mm]$
$d_{3\check{s}}$	Nejmenší průměr závitu napínacího šroubu	$[mm]$
$d_{3p}$	Nejmenší průměr závitu kotvícího šroubu	$[mm]$
$d_{3p'}$	Předběžný průměr kotvícího šroubu	$[mm]$
$d_{\check{s}p}$	Průměr dříku šroubu	$[mm]$
$d_{kh}$	Průměr hnací kladky	$[mm]$
$d_{kv}$	Průměr pojezdové kladky	$[m]$
$d_{lana}$	Průměr lana	$[mm]$
$d_{lož}$	Průměr otvoru vnitřního kroužku P 25 TF	$[mm]$
$E$	Modul pružnosti v tahu	$[MPa]$
$F_{\min PŘ}$	Minimální síla v přírubě na jeden šroub	$[kN]$
$F_{AmaxL}$	Maximální tahová síla v laně (A)	$[kN]$
$F_{BL}$	Tahová síla v laně (B)	$[kN]$
$F_{CminL}$	Minimální tahová síla v laně (C)	$[kN]$

$F_p$	Provozní síla	[N]
$F_{Z\,vys}$	Výsledná zatěžující síla na nosnou kladku v dolní stanici	[kN]
$F_{Zx}$	X-ová složka zatěžující síly	[kN]
$F_{Zy}$	Y-ová složka zatěžující síly	[kN]
$F_a$	Dynamická síla od zatížení lanového dopravníku	[N]
$F_{aust}$	Ustálená síla od zatížení lanového dopravníku	[N]
$F_{maxD}$	Maximální síla v dopravním laně	[N]
$F_{minD}$	Minimální síla nutná k přetržení dopravního lana	[kN]
$F_{minN}$	Minimální síla nutná k přetržení nosného lana	[kN]
$F_{oš}$	Osová síla ve napínacím šroubu	[N]
$F_{oL}$	Napínací síla v dopravním laně	[N]
$F_{obv}$	Obvodová síla od motoru při záběru	[N]
$F_{op}$	Osová síla kotvícího šroubu	[N]
$F_{pos}$	Posouvající síla na jeden šroub	[kN]
$F_r$	Dovolená radiální síla převodovky	[N]
$f_p$	Součinitel tření	[-]
$f_{zš}$	Součinitel tření na závitě napínacího šroubu	[-]
$G$	Tíhová síla břemene	[N]
$i_{\xi}$	Počet šroubu	[-]
$i_p$	Převodový poměr	[-]
$k_{SDL}$	Koeficient bezpečnosti	[-]
$k_{SL}$	Statická bezpečnost	[-]
$k_{pDL}$	Bezpečnost proti přetržení dopravního lana	[-]
$k_{pNL}$	Bezpečnost proti přetržení nosného lana	[-]
$k_{prokluz}$	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
$k_s$ SYNT 90 LW	Statická bezpečnost	[-]
$k_{sš}$	Koeficient bezpečnosti napínacího šroubu	[-]
$k_{soč2}$	Bezpečnost v ohybu čepu 2	[-]
$k_{sp}$	Koeficient bezpečnosti kotvícího šroubu	[-]
$k_{sp}$	Koeficient bezpečnosti kotvícího šroubu	[-]
$k_{spč2}$	Bezpečnost v tlaku čepu 2	[-]
$L_1, L_2$	Délkové rozměry	[mm]
$L_{10\,205-2F}$	Trvanlivost ložiska 205-2F	[mil.ot]
$L_{10\,608}$	Trvanlivost ložiska W 608 - 2RS1	[mil.ot.]
$L_{10\,w6302}$	Trvanlivost ložiska W 6302	[mil.ot]

$L_{10h\ 205-2F}$	Trvanlivost v provozních hodinách ložiska 205-2F	[hod]
$L_{10h\ w6302}$	Trvanlivost v provozních hodinách ložiska W 6302	[hod]
$L_{10S\ 608}$	Trvanlivost v počtu sjezdů ložiska W 608 - 2RS1	[ot.]
$l_L$	Přibližná délka lana	[m]
$M_{TZš}$	Třecí moment na závitu napínacího šroubu	[Nmm]
$M_{TZp}$	Třecí moment na závitu kotvícího šroubu	[Nmm]
$M_{Up}$	Utahovací moment kotvícího šroubu	[Nm]
$M_{k1}$	Jmenovitý moment motoru	[Nm]
$M_{k2p}$	Výstupní krouticí moment převodovky	[Nm]
$M_{o\ max\check{c}1}$	Maximální ohybový moment v čepu 1	[Nmm]
$M_{o\ max\check{c}2}$	Maximální ohybový moment v čepu 2	[Nmm]
$M_{uš}$	Utahovací moment napínacího šroubu	[Nmm]
$m_l$	Délková hmotnost lana	[kg/m]
$n_{2p}$	Výstupní otáčky převodovky	[ot/min]
$n_i$	Počet otáček kladky při jednom sjezdu	[ot.]
$n_m$	Jmenovité otáčky motoru	[ot/min]
$p$	Koeficient dotyku	[–]
$P_1$	Jmenovitý výkon motoru	[kW]
$P_{hš}$	Stoupání závitu napínacího šroubu	[mm]
$p_{dov}$	Dovolený tlak	[MPa]
$p_{max\check{c}2}$	Tlak na čep 2	[MPa]
$R_1- R_5$	Reakce	[N]
$R_{e\ 14\ 220}$	Mez kluzu oceli 14 220	[MPa]
$R_{e\ 15\ 230.7}$	Mez kluzu oceli 15 230.7	[MPa]
$R_{e\ min11\ 523}$	Mez kluzu oceli 11 523	[MPa]
$R_{m\ 15\ 230.7}$	Mez pevnosti oceli 15 230.7	[MPa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	[MPa]
$S_K$	Velikost klíče	[mm]
$v_2$	Obvodová rychlost	[m/s]
$W_{Kš}$	Průřezový modul v krutu napínacího šroubu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{Kp}$	Průřezový modul v krutu kotvícího šroubu	[mm <sup>3</sup> ]
$w_{o\check{c}1}$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$w_{o\check{c}2}$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$X_{max}$	Maximální průhyb nosného lana od vzdušné čáry	[m]
$\widehat{\alpha}_G$	Úhel opásání	[rad]

$\alpha_{\xi}$	Úhel profilu závitu napínacího šroubu	[°]
$\alpha_k$	Sklon lana v dolní stanici vůči vodorovné ose	[°]
$\beta_k$	Přídavný koeficient bezpečnosti kotvicího šroubu	[–]
$\mu_k$	Součinitel tření mezi kladkou a lanem	[–]
$\mu_p$	Účinnost převodovky	[%]
$\sigma_{RED\xi}$	Redukované napětí podle Guesta v napínacího šroubu	[MPa]
$\sigma_{REDp}$	Redukované napětí podle Guesta v kotvicím šroubu	[MPa]
$\sigma_{dov L}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{dov R}$	Dovolené napětí v napínacím rameni	[MPa]
$\sigma_{o\check{c}1}$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{o\check{c}2}$	Ohybové napětí čepu 2	[MPa]
$\sigma_{t\xi\xi}$	Tahové napětí ve napínacím šroubu	[MPa]
$\sigma_{tp}$	Tahové napětí v kotvicím šroubu	[MPa]
$\tau_{\xi}$	Smykové napětí ve napínacího šroubu	[MPa]
$\tau_p$	Smykové napětí v kotvicím šroubu	[MPa]
$\varphi'_{\xi}$	Třecí úhel napínacího šroubu	[°]
$\varphi'_p$	Třecí úhel na závitu kotvicího šroubu	[°]
$\psi_{\xi}$	Úhel stoupání napínacího šroubu	[°]
$\psi_p$	Úhel stoupání kotvicího šroubu	[°]

# 1 Úvod

S rychle postupující dobou a vývojem stále lepších a pevnějších materiálů se otevírají obzory nových možností. Taktéž rostou nároky na rekreační a volnočasové aktivity. Kombinace horské přírody a adrenalinu je vyhledávaná čím dál častěji hlavně mladou generací.

Úkolem zadané práce je návrh lanové dráhy pro extrémní sport. Na této dráze bude přepravována jedna osoba v podvěsu na pojezdové kladce.

Parametry:

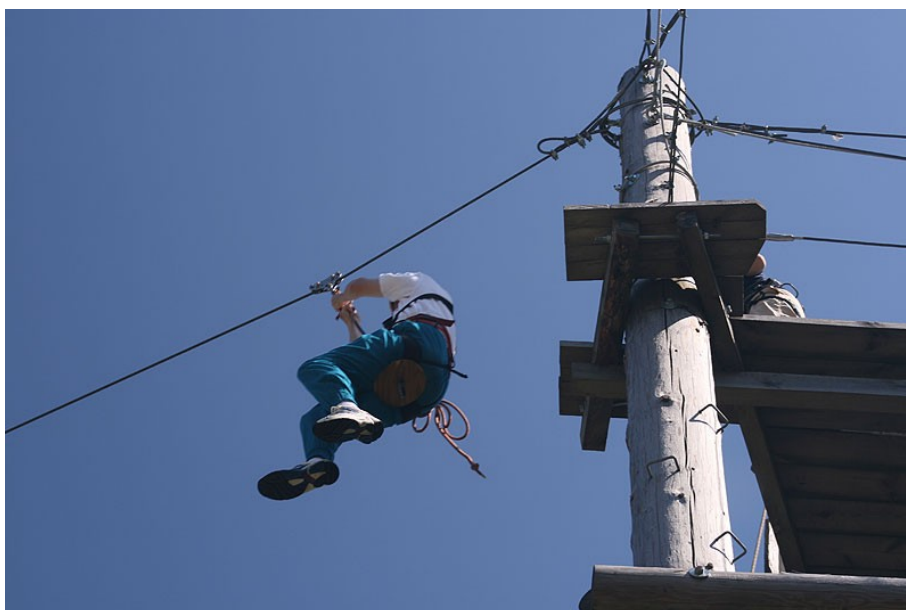
- vodorovná vzdálenost stanic 1779m
- převýšení stanic 147m

Cíle:

- Návrh nosného lana
- Návrh kotvení lana na obou koncích s možností změny výšky na jedné straně
- Návrh pojezdu

## 1.1 Přehled lanových skluzů

V České republice je v současné době hodně lanových drah tohoto typu s pevným nosným lanem, ale dráha těchto rozměrů, téměř 1800m dlouhá, se v Česku nevyskytuje. Jedním ze současně nejdelších českých lanových skluzů je v Adrenalin parku Malevil v Heřmanicích a měří celých 200m.



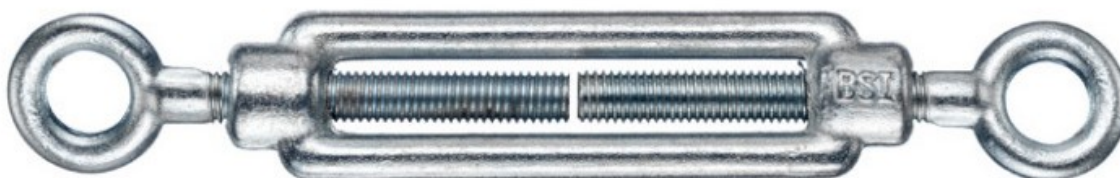
Obr. 1 - Adrenalin park Heřmanovice „obří lanovka" [6]

Dřevěný sloup s kotvícími lany zajišťuje dostatečnou stabilitu pro bezpečný provoz této atrakce. Alternativou dřevěného sloupu může být také přímo strom, který však snese jen velmi malé zatížení, jak je tomu například v MonkeyParku Harrachov. Brzdění pomocí airbagu nepředstavuje žádný problém při takto nízkých rychlostech.



Obr. 2 - Monkey park Harrachov [5]

Co se týče napínání, není potřeba žádné složité mechanismy ani závaží, při takto krátkých vzdálenostech. Lano se napne při montáži anebo se použije napínacích šroubů, které umožní jednoduše a levně zvýšit potřebné předpětí.



Obr. 3 - Napínací šroub [7]

Ačkoli u nás jsou lanové centra velmi populární, ve světě se těší ještě větší oblibě. Poptávka po adrenalinu stále roste a tak se navrhují čím dál větší a extrémnější atrakce. Nejrychlejší lanovka tzv. Zip-line na světě, a zároveň nejdelší v severní Evropě, je ve Velké Británii poblíž města Bethesda, je jednu míli dlouhá a je možné na ní dosáhnout rychlostí až 160km/h.





Obr. 4 - Zip-World ve Velké Británii, Velocity [8]

Při takto dlouhých lanovkách vznikají v nosném laně obrovské tahové síly, které vytváří velké nároky na jeho vlastnosti. Taktéž nosná konstrukce musí být přizpůsobená těmto požadavkům s náležitou bezpečností. Stanice bývá provedena buď jako prostý ocelový sloup nebo jako příhradová konstrukce.



Obr. 5 - Zip-World ve Velké Británii, Titan [8]

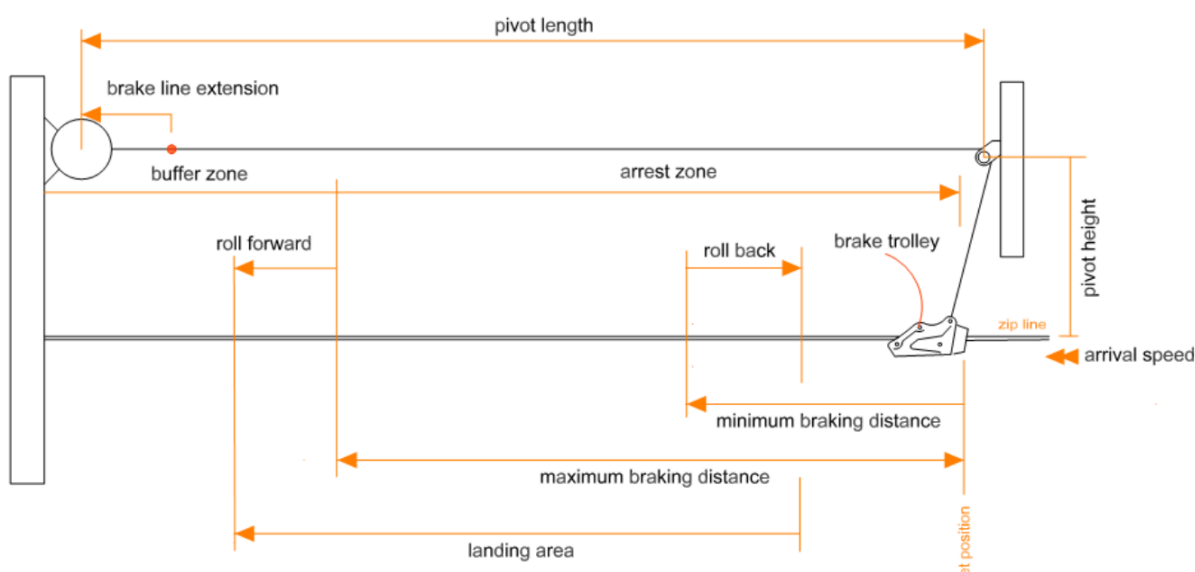
Pokud jde o brzdňý mechanismus, hlavním faktorem ovlivňujícím volbu brzdy je dojezdová rychlost. Při nízkých rychlostech je postačujícím tlumicím členem např. airbag (viz. Obr.2) nebo jiné měkké materiály. U vyšších rychlostí je možné brzdít protisvahem nebo brzdňými navijáky. Velmi rozšířeným a oblíbeným systémem je ZipSTOP. ZipSTOP je naviják, který odvíjením lana vytváří brzdňý moment. Tento moment je závislý na rychlosti samotného odvíjení. Výhodou tohoto magnetického brzdňého systému je, že nemá žádné brzdňé destičky ani kotouč, který by se mohl opotřebit, tudíž zařízení je bezúdržbové.



Obr. 6 - ZipSTOP [9]

Tento systém brzdění se může vyskytovat ve třech podobách převodů (kladkostrojů).

S převodovým poměrem 1:1	pro rychlosti do 36 km/h (viz.Obr.:7)
S převodovým poměrem 2:1	pro rychlosti do 60 km/h
S převodovým poměrem 3:1	pro rychlosti do 72 km/h



Obr. 7 - Brzdící mechanismus ZipSTOP [9]



Délky lanovek s pevným nosným lanem zavěšeným pouze na dvou podporách mohou být maximálně cca 2km (s úvahou rozumného průhybu lana). Lanovky delší než 2km jsou velmi obtížně proveditelné, protože ani lana z těch nejpevnějších ocelí by neunesly svou vlastní tíhu.

Tahové síly v laně se pohybují ve stovkách kN, k napnutí lana se nejčastěji používá závaží. Napínání závažím má jednu velkou výhodu, vytváří konstantní tahovou sílu i když se lano natahuje z důvodu změny teploty nebo zatížení a tím mění svůj vlastní průhyb. Tuto vlastnost je možné docílit i napínáním hydraulickými válci nebo pohybovými šrouby za předpokladu použití tenzometrického měření tahových sil v laně a vhodné řídicí jednotky. Tyto prostředky jsou však velmi drahé a náročné na údržbu.



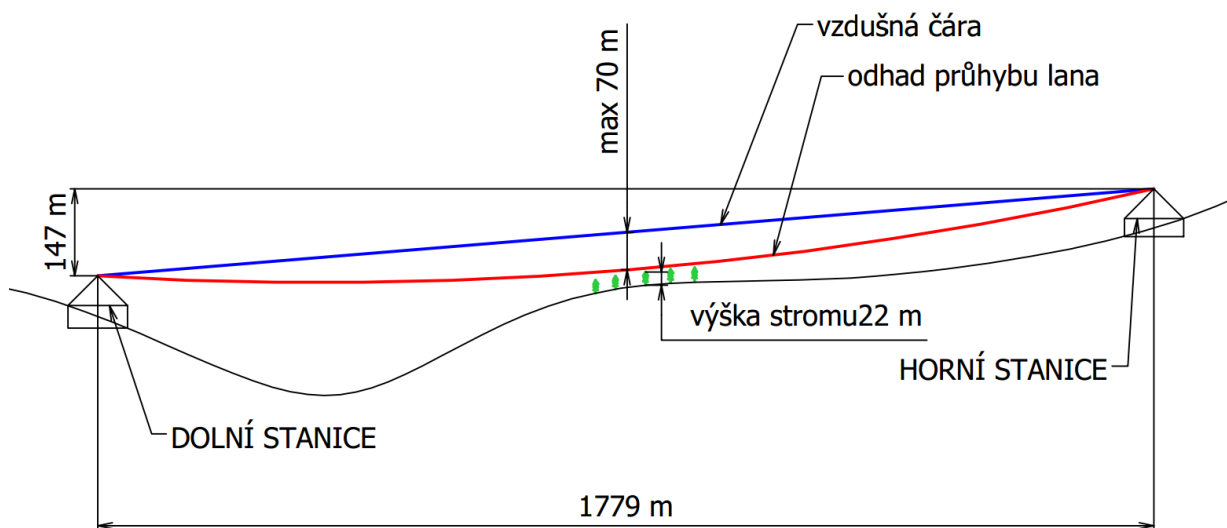
Obr. 8 - Nákladní lanovka Černý Důl, napínací stanice [16]

## 2 Vlastní návrh

Klíčovým prvkem celého systému je nosné lano. Pro výpočet průhybu lana se nejčastěji v praxi používají hlavně dvě metody tj. analytická (křivka řetězovka) nebo **metody MKP**.

Výpočty budou provedeny metodou MKP.

Při návrhu lanovky je třeba dodržet maximální průhyb lana 70m z provozních důvodů viz. Obr.9. (bezpečná výška nad stromy)



Obr. 9 - Orientální schéma kopce

Nejdříve je provedena volba lana a výpočet průhybu (tahových sil v laně), podle kterých budou dále dimenzovány kotvicí stanice.

### 2.1 Návrh nosného lana

Zvoleno ocelové lano německé firmy PFEIFER dodáváno v Česku firmou LANA Beránek s.r.o.

konstrukce: P 336

parametry: průměr 20 mm, materiál s mezi pevností 2160 MPa  
(pozn.: nejpevnější materiál pro výrobu lan dostupný na volném trhu)

$F_{minN} = 437,2 \text{ kN}$ ... minimální síla nutná k přetržení lana

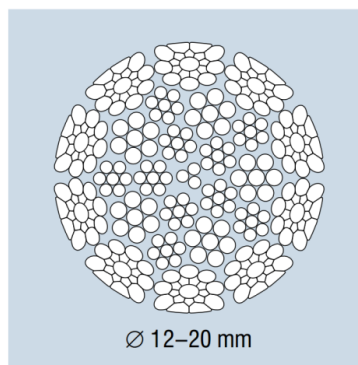
$m_l = 2,16 \text{ kg/m}$ ... měrná hmotnost lana

Vlastnosti: pravotočivě vinutí lana

velice dobrá odolnost vůči stlačení a otěru

povrchová úprava: pozinkováno

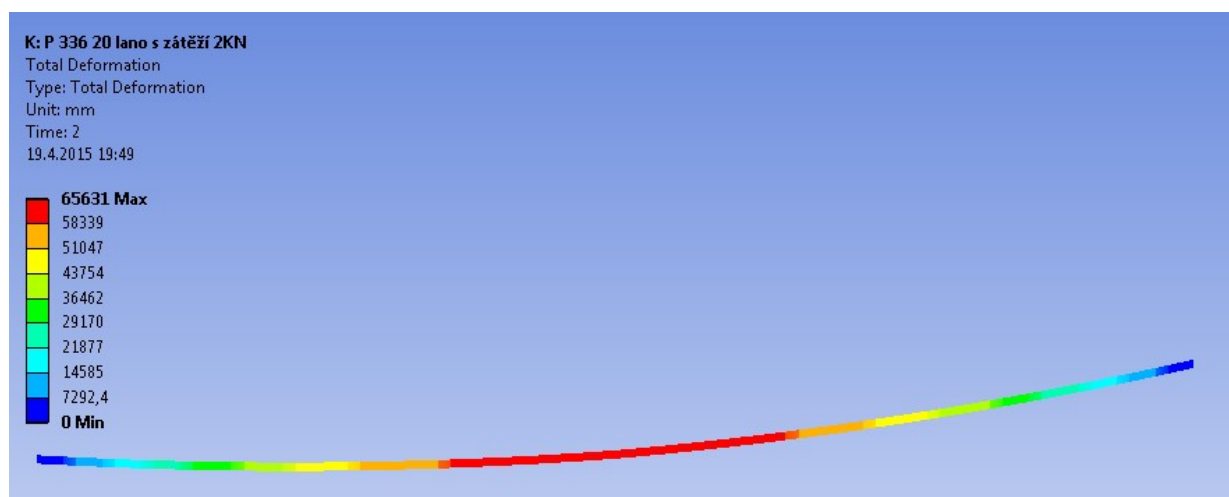
počet drátů: 190



Obr. 10 - Průřez nosným lanem [4]

Vypočet proveden pomocí programu ANSYS Workbench 15.0

zatížení: - vlastní tíha lana  
-  $G = 2000N$  ...tíha břemene uprostřed lana (tj. 889,5 m od dolní stanice)



Obr. 11 - Deformační křivka nosného lana

Z obrázku je patrné, že není překročen dovolený průhyb 70m.

Maximální průhyb nosného lana od vzdušné čáry:

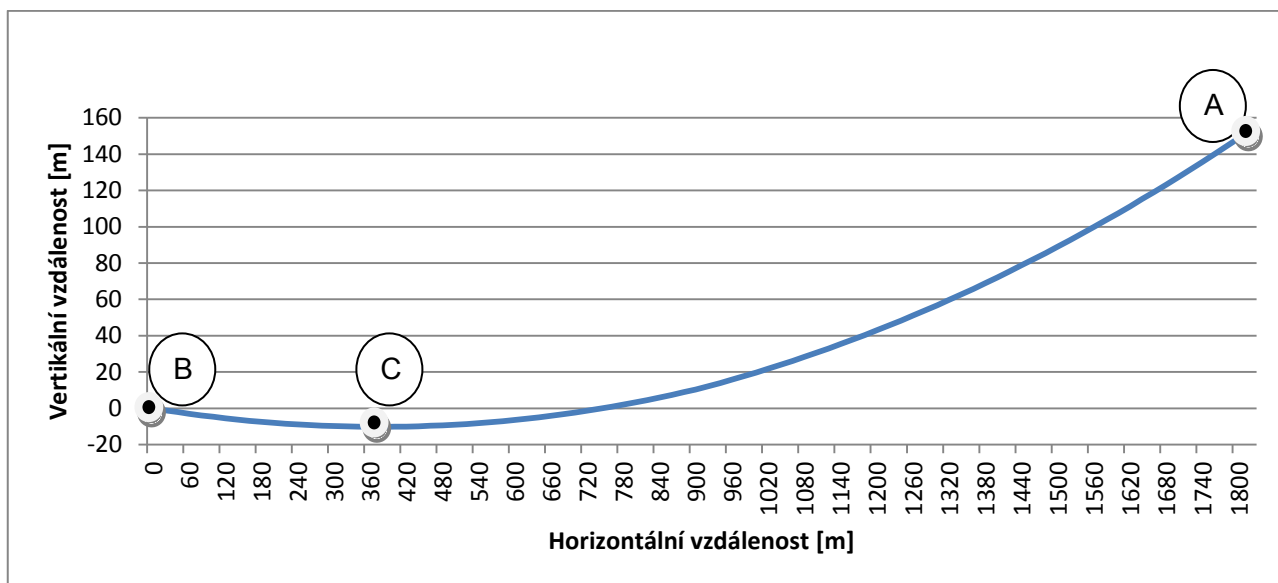
$$X_{max} = 65,6 \text{ m}$$

Pro názornost je převedena deformační křivka nosného lana do grafu:

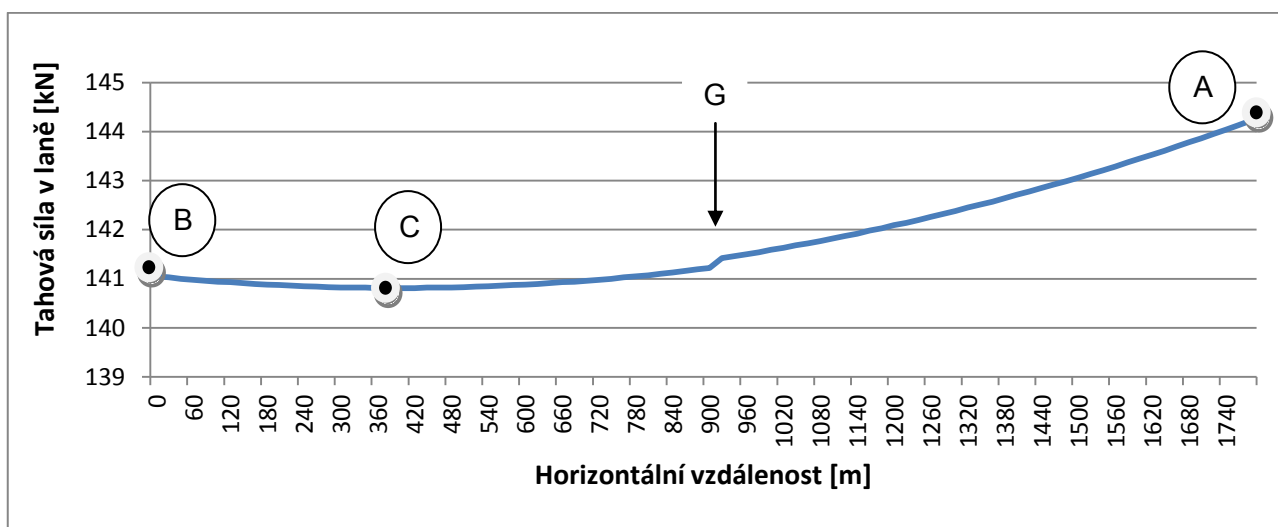
A... Horní stanice [147;1779] m

B... Dolní stanice [0;0] m

C... Nejnižší bod [380;-10,2] m



Obr. 12 - Křivka průhybu



Obr. 13 - Průběh tahových sil v laně

Maximální tahová síla v laně (A):

$$F_{AmaxL} = 144,3 \text{ kN}$$

Minimální tahová síla v laně (C):

$$F_{CminL} = 140,8 \text{ kN}$$

Tahová síla v laně(B):

$$F_{BL} = 141 \text{ kN}$$

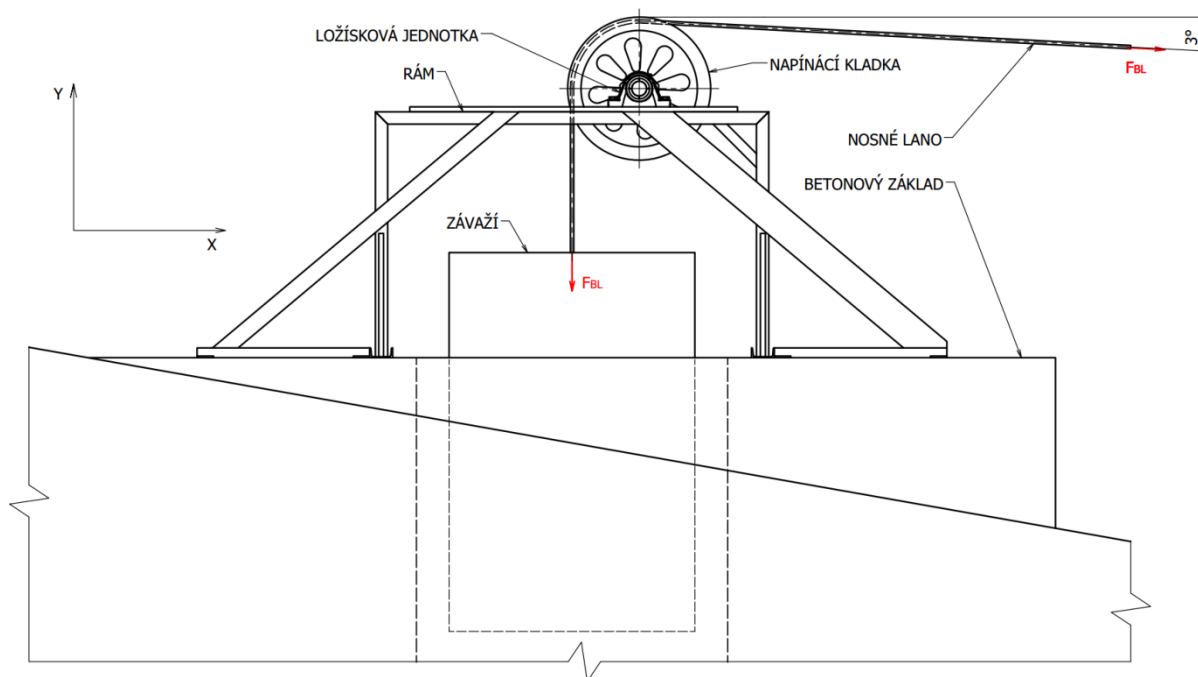
Bezpečnost pro návrh lanové dráhy z ocelového drátěného lana musí být minimálně 3,0 vzhledem k meznímu zatížení. [10]

Výpočet koeficientu bezpečnosti vzhledem k přetržení lana:

$$k_{pNL} = \frac{F_{minN}}{F_{AmaxL}} = \frac{437,2}{144,3} = 3,03 > 3 \text{ vyhovuje} \quad (1)$$

## 2.2 Návrh kotvení nosného lana v dolní stanici:

Dolní kotevní stanice bude sloužit zároveň ke kotvení i k napínání z provozních a prostorových důvodů. Je zvoleno napínání závaží. Napínání hydraulickým válcem nebo pohybovým šroubem je dražší a náročnější na údržbu.



Obr. 14 - Napínání nosného lana

### 2.2.1 Pevnostní kontrola nosné konstrukce napínáku nosného lana:

Zvolená ocel nosné konstrukce napínáku 11 523

Zatěžující síla:

$$F_{Zx} = F_{BL} \cdot \cos(\alpha_k) = 141 \cdot \cos(3) = 140,6 \text{ kN} \quad (2)$$

$$F_{Zy} = F_{BL} + F_{BL} \cdot \cos(\alpha_k) = 141 + 141 \cdot \cos(3) = 148,2 \text{ kN} \quad (3)$$

$$F_{Z \text{ vrys}} = \sqrt{140,6^2 + 148,2^2} = 204,3 \text{ kN} \quad (4)$$

$$R_{e \text{ min11 523}} = 333 \text{ MPa} [15]$$

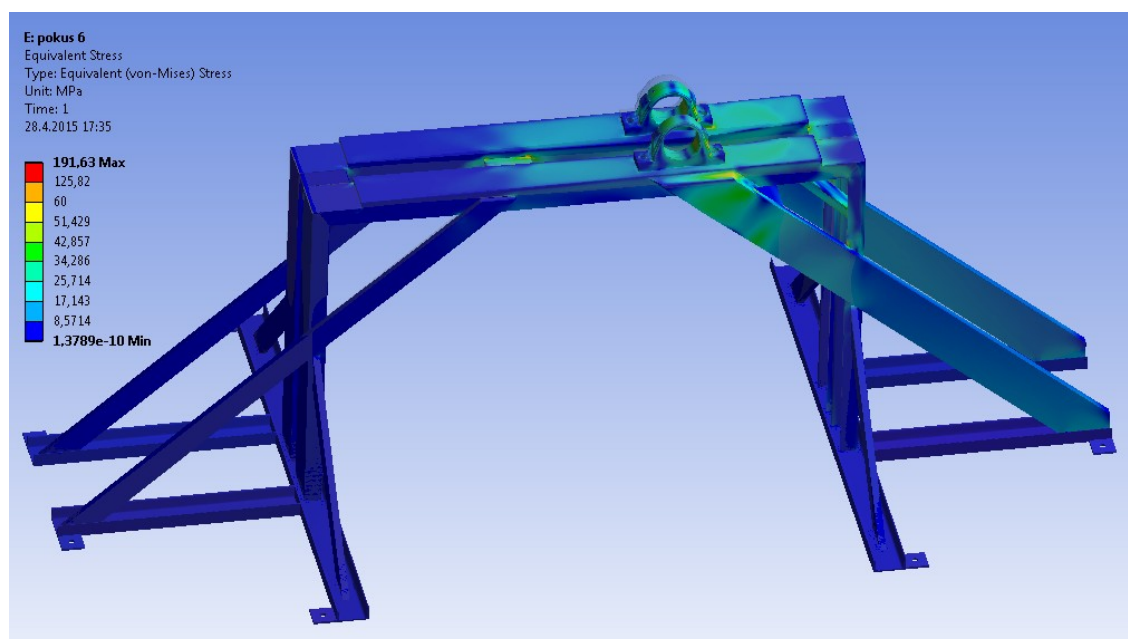
Dle normy zvolená bezpečnost  $k_{SL} = 3$  [10]

Výpočet dovoleného napětí:

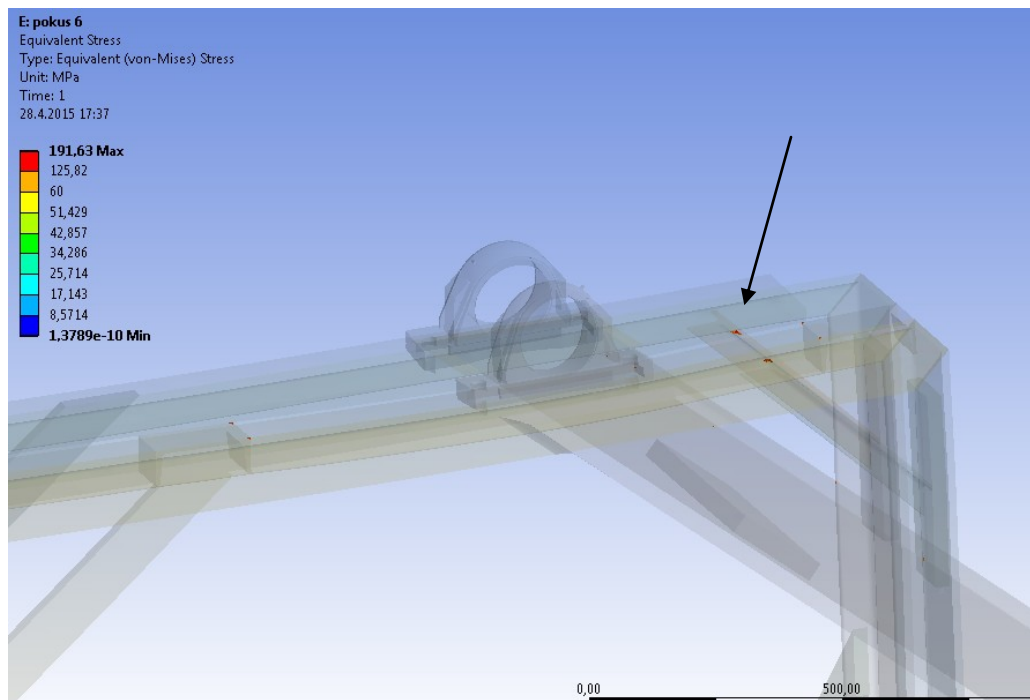
$$\sigma_{dov L} = \frac{R_{e \text{ min11 523}}}{k_{SL}} = \frac{333}{3} = 111 \text{ MPa} \quad (5)$$

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0

Ačkoli na stupnici se vyskytuje napětí o něco vyšší než dovolené, jsou to bodové koncentrace napětí (viz. obr. 16) z důvodu ostrých přechodů. Ve skutečnosti v těchto místech takové napěťové špičky nebudou, protože svary tyto ostré přechody eliminují.



Obr. 15 - Kontrola rámu pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM



Obr. 16 - Zobrazení elementu u nichž je překročené dovolené napětí

## 2.2.2 Kontrola hřídele napínací kladky

Zvolená ocel hřídele 14 220

$$R_{e\ 14\ 220} = 590\ MPa$$

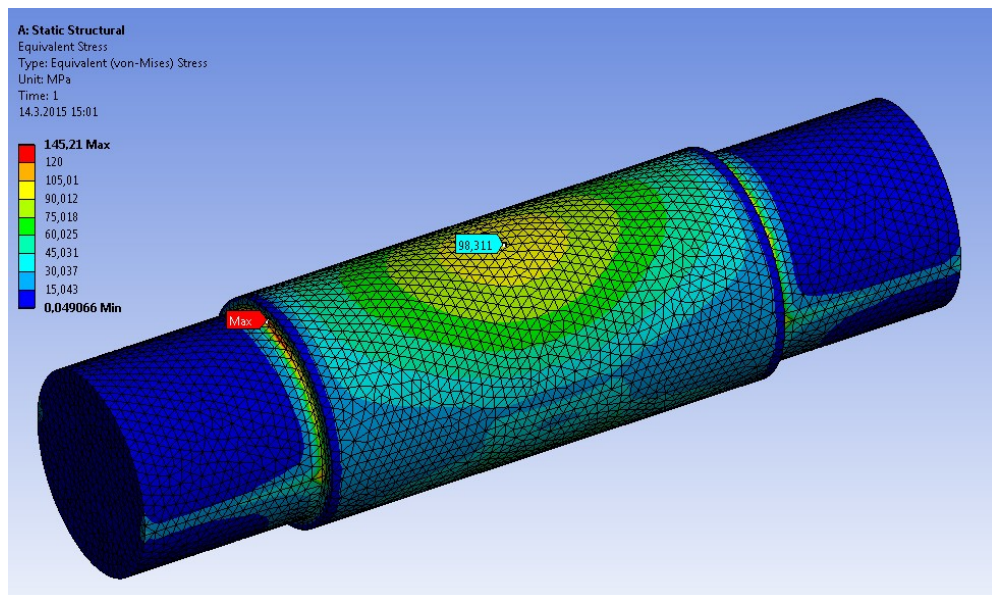
Dle normy volím bezpečnost  $k_{SL} = 3$  [10]

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{dov\ 14\ 220} = \frac{R_{e\ 14\ 220}}{k_{SL}} = \frac{590}{3} = 196,7\ MPa \quad (6)$$

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0





Obr. 17 - Kontrola hřídele napínací kladky pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM

### 2.2.3 Statická kontrola ložiskových domků napínáku nosného lana:

Zvolená ložisková jednotka je kontrolována pouze staticky, protože hřídel se bude otáčet velmi pomalu a to jen vlivem změny deformační křivky, způsobenou teplotní roztažností anebo změnou zatížení.

Zvolená ložisková jednotka od firmy SKF

typ: SYNT 90 LW

parametry:  $C_{o\ SYNT\ 90\ LW} = 375\ kN$

Výpočet statické bezpečnosti:

$$k_{s\ SYNT\ 90\ LW} = \frac{C_{o\ SYNT\ 90\ LW}}{\frac{F_{Z\ vrys}}{2}} = \frac{375}{\frac{204,3}{2}} = 3,6 \quad (7)$$

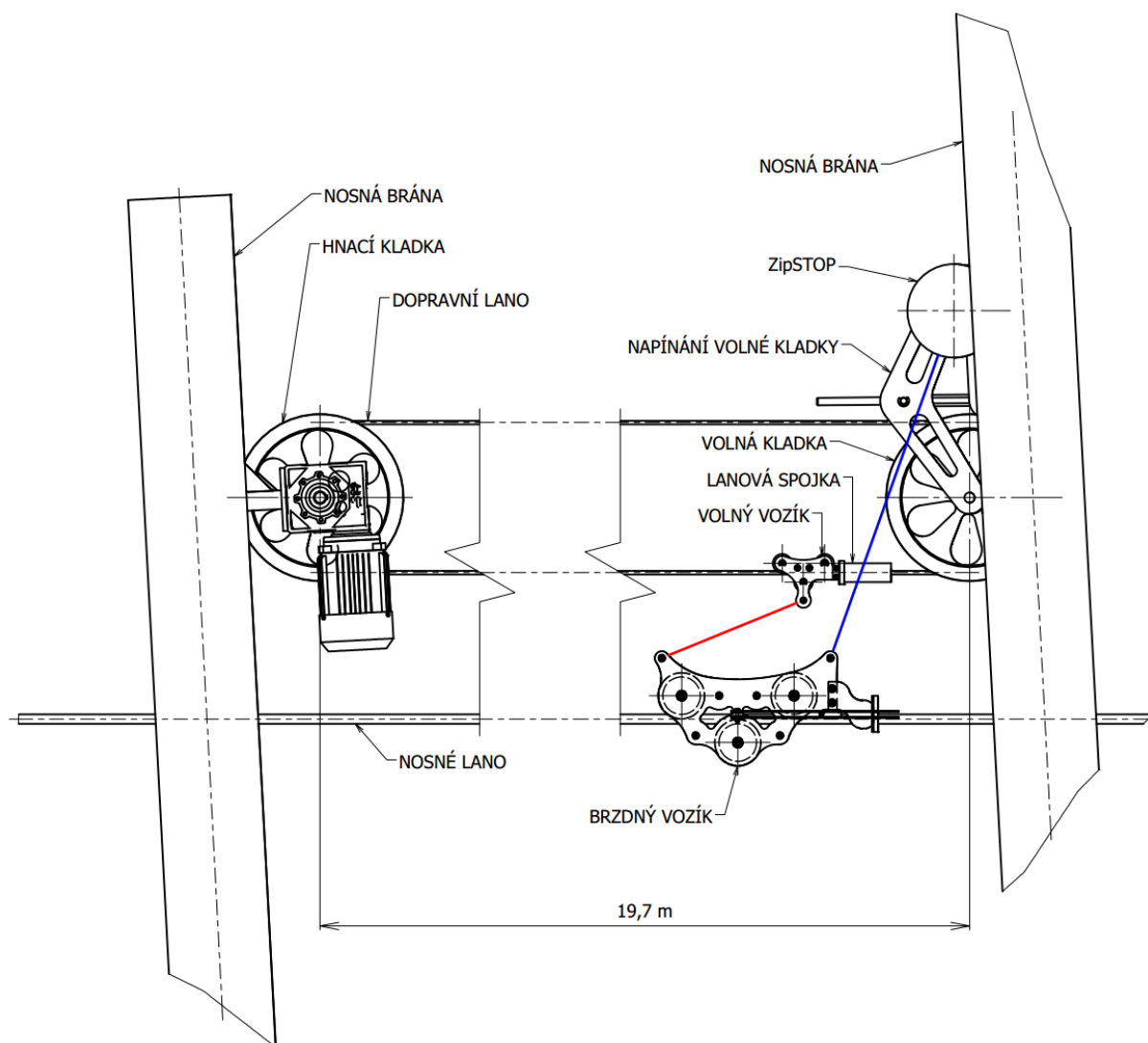


## 2.3 Návrh brzdného systému

Při tomto druhu lanovky s pevným nosným lanem pro přepravu osob je zapotřebí zajistit bezpečný a plynulý systém brzdění. Obvyklá délka brzdné dráhy je cca 8m. Její délka je úzce spjata s dojezdovou rychlostí v dolní stanici.

Rychlost v dolní stanici nelze jednoznačně určit bez experimentu, tato rychlost bývá obvykle cca 35km/h. Jestliže bude rychlost nižší tak se může zvyšovat startovní bod, popřípadě snižovat. Zvolil jsem brzdou Zip-STOP, která umožňuje zabrzdit až ze 72km/h při hmotností břemene 150kg. Na obrázku č.18 je schéma brzdícího mechanismu připraveného k nárazu nosného vozíku.

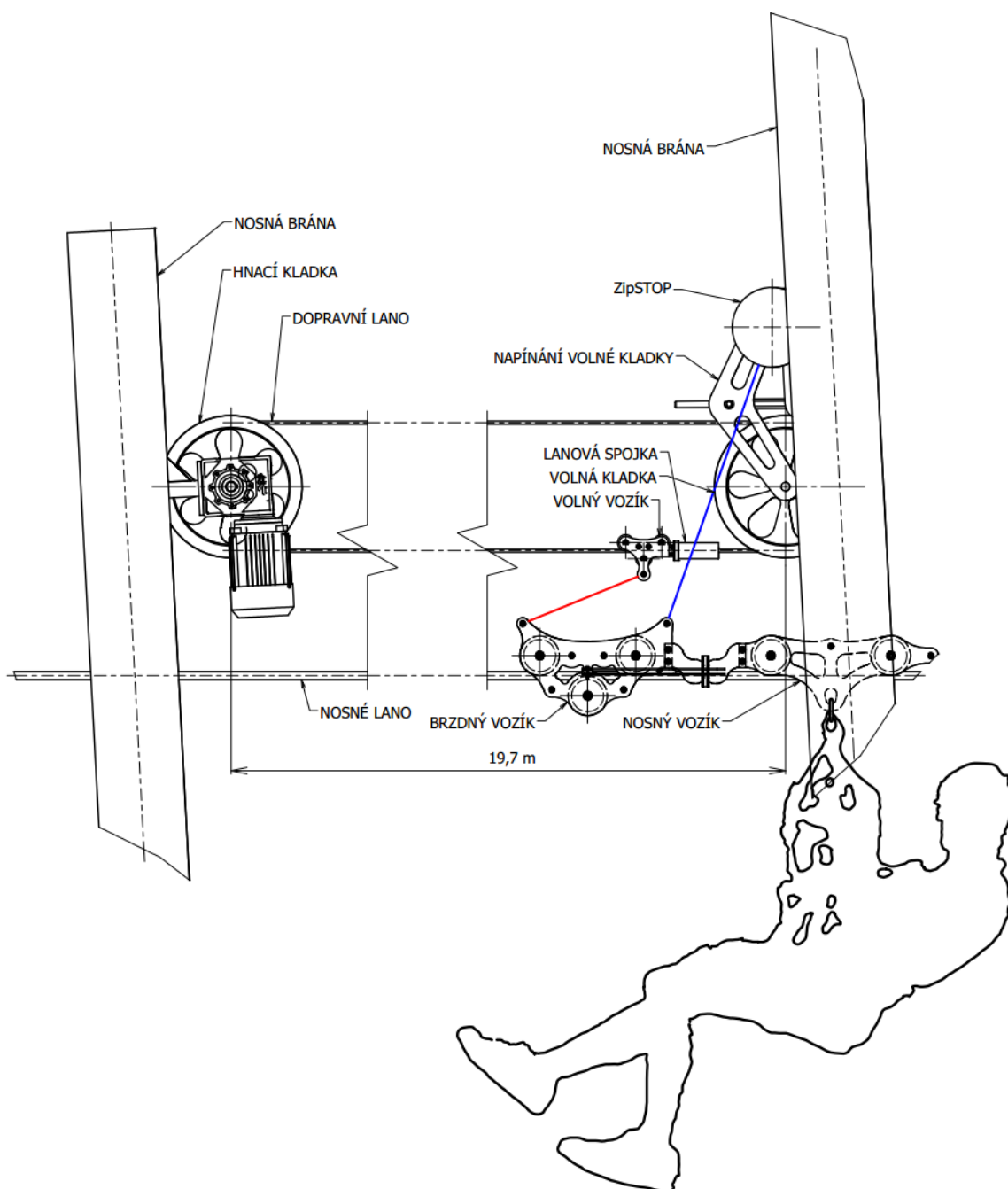
Brzdící mechanismus se skládá ze dvou ocelových konstrukcí tzv. bran, na kterých je umístěn cca 20m dlouhý lanový dopravník a brzda ZipSTOP viz.Obr.:18.



Obr. 18 - Schéma brzdného mechanismu, před nárazem nosného vozíku

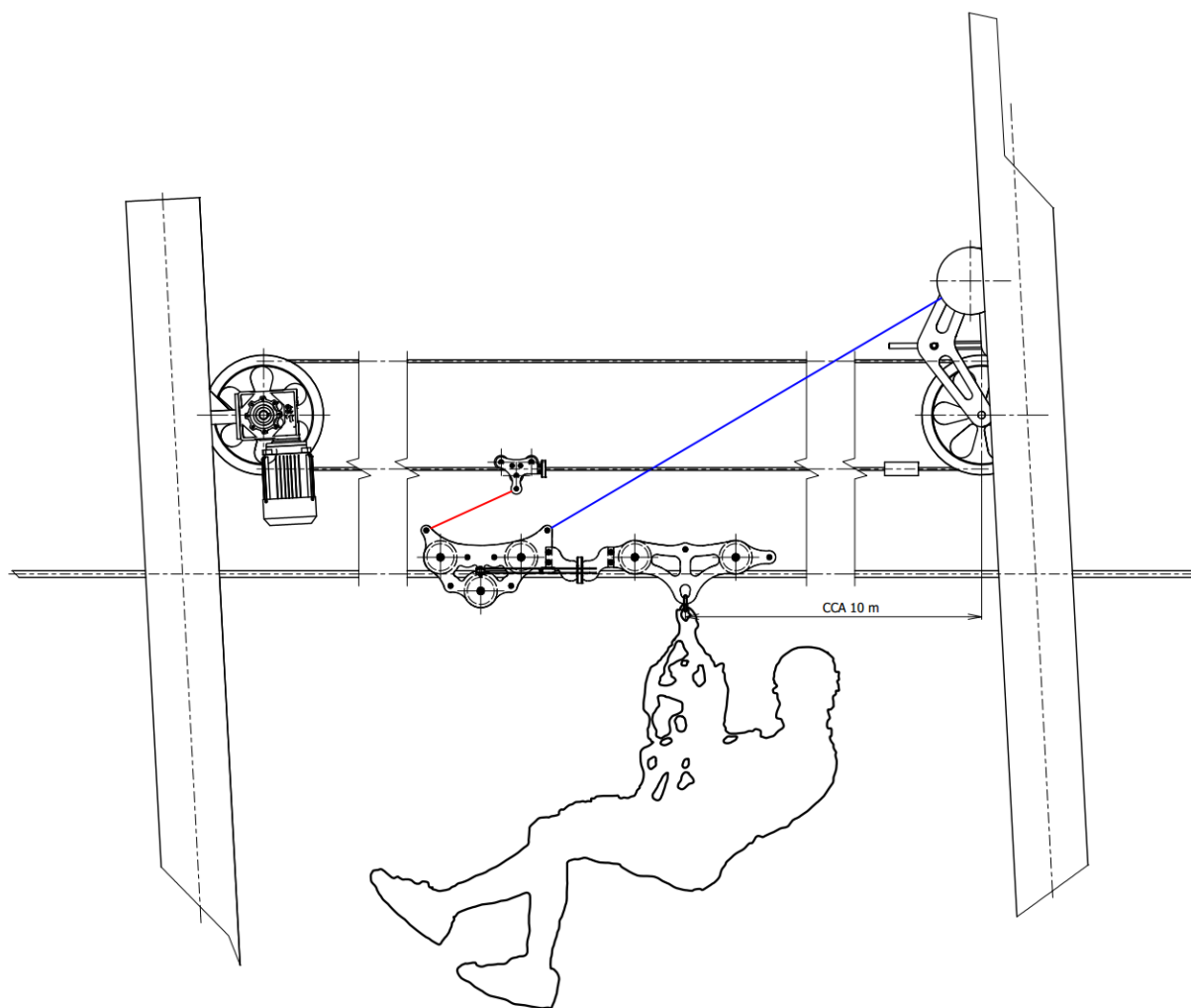
### Princip brzdného systému:

Nosný vozík dorazí k dolní stanici, spojí se pomocí západky s brzdným vozíkem a předá svou kinetickou energii tomuto brzdnému vozíku (viz. Obr.:19).



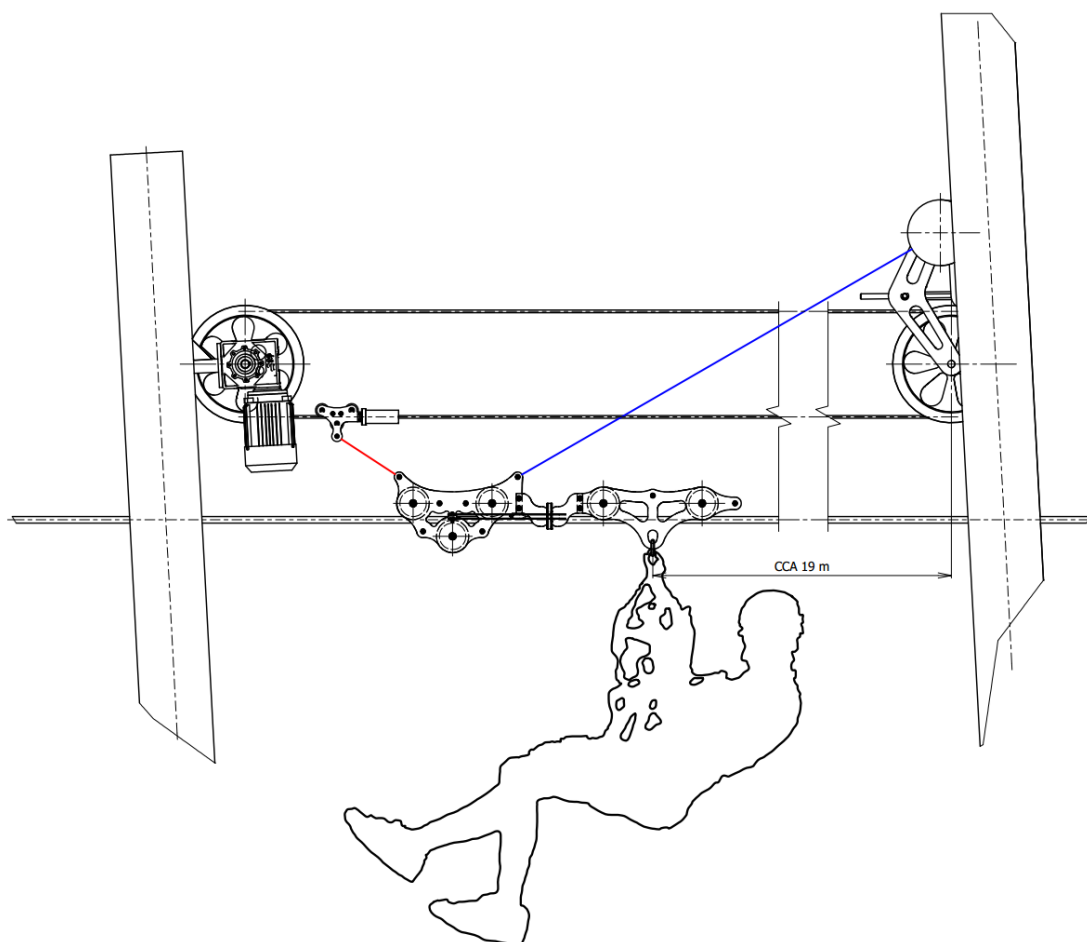
Obr. 19 - Schéma brzdného mechanismu, těsně po nárazu nosného vozíku

Brzdný vozík je spojen s volným vozíkem a s brzdou (ZipSTOP) textilním lanem. Brzda jej zastaví přibližně v polovině brzdné dráhy (viz.Obr 20).



Obr. 20 - Schéma brzdného mechanizmu, po zabrzdění nosného vozíku

Poté se rozjede lanový dopravník a dopraví cestujícího na výstupní plošinu (viz.Obr.:21).

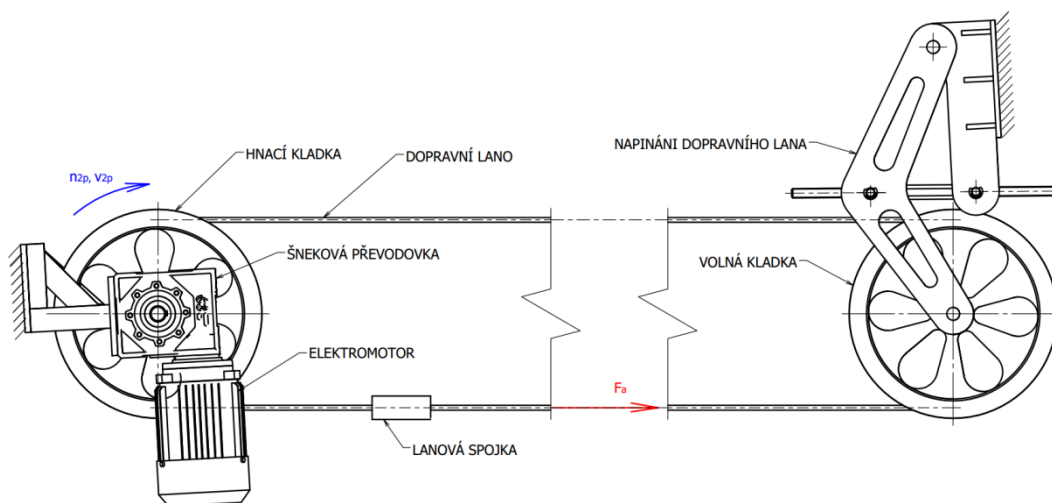


Obr. 21 - Schéma brzdného mechanizmu, po dopravení cestujúceho k výstupní stanici

Nosný vozík se sejme z nosného lana a dopravník s brzdícím vozíkom se vráti do pôvodní polohy. Nosný vozík se po zemi dopraví k horní stanici.

## 2.4 Návrh lanového dopravníku

Lanový dopravník slouží k dopravě zabrzdené osoby k výstupní stanici. Popis funkce viz. kapitola 2.3.



Obr. 22 - Schéma dopravníku

#### 2.4.1 Volba hnací převodovky dopravníku:

Zvolená šneková převodovka od firmy TOS ZNOJMO [2]

typ: MKT 63-FTRL-80-100

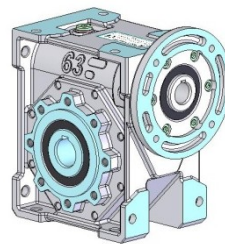
parametry:  $i_p = 80$

$$M_{k2p} = 106 \text{ Nm}$$

$$n_{2p} = 35 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

$$\mu_p = 65 \%$$

$$F_r = 5200 \text{ N}$$



Obr. 23 - Převodovka MKT 63 [2]

#### 2.4.2 Volba elektromotoru pro pohon dopravníku:

Zvolený elektromotor od firmy SIEMENS [3]

typ: 1LA7080-2AA12

parametry:  $P_1 = 0,75 \text{ kW}$

$$M_{k1} = 2,5 \text{ Nm}$$

$$n_m = 2800 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

$$b_z = 2,3$$

#### 2.4.3 Volba ložiskové jednotky pro uložení hřídele hnací kladky:

Zvolená Ložisková jednotka od firmy SKF [1]

typ: P 25 TF

parametry:  $C_{205-2F} = 14 \text{ kN}$

$$C_{o\ 205-2F} = 7,8 \text{ kN}$$

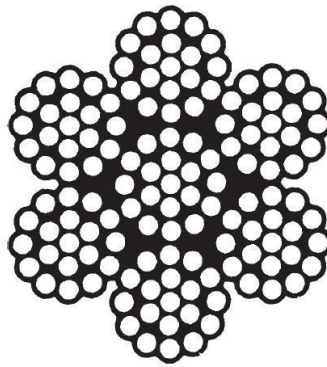
$$d_{lož} = 25 \text{ mm}$$

#### 2.4.4 Volba dopravního lana:

Zvoleno lano STANDARD 6x19 IWRC , EN 12385-4

parametry: průměr 8 mm s pevností 1770 MPa

$$F_{minD} = 37,6 \text{ kN}$$

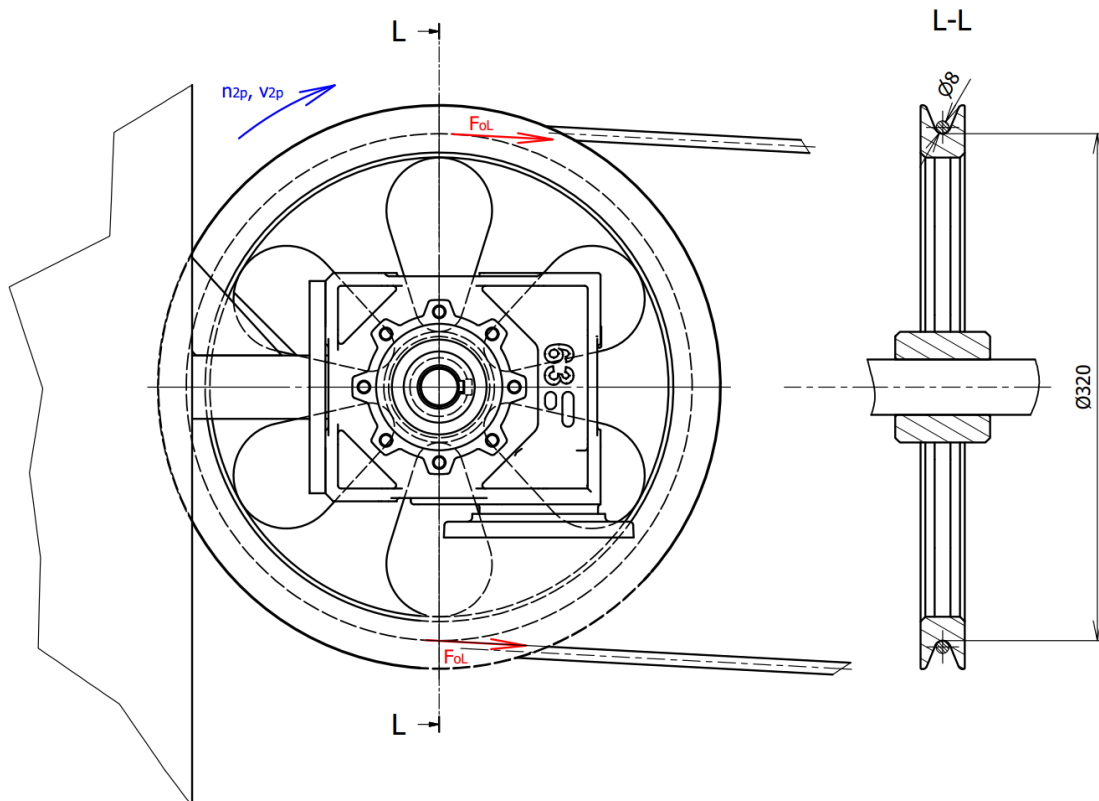


Obr. 24 - Průřez lana STANDARD 6x19 IWRC [4]

#### 2.4.5 Návrh hnací kladky:

Dle doporučení výrobce zvolen průměr kladky  $40 \cdot d_{lana}$

$$d_{kh} = 40 \cdot d_{lana} = 40 \cdot 8 = 320 \text{ mm} \quad (8)$$



Obr. 25 - Schéma hnací kladky v klidovém stavu

#### 2.4.6 Návrh napínací síly:

Úhel opásání:

$$\widehat{\alpha_G} = \pi$$

Zvolen součinitel tření mezi kladkou a lanem: [15]

$$\mu_k = 0,2$$

Zvolená bezpečnost proti prokluzu:

$$k_{prokluz} = 1,2$$

Výpočet obvodové síly od motoru při záběru:

$$F_{obv} = \frac{M_{k2p}}{\frac{d_{kh}}{2}} \cdot b_z = \frac{106}{\frac{0,320}{2}} \cdot 2,3 = 1524 \text{ N} > F_a \quad (9)$$

Výpočet napínací síly v dopravním laně: [11]

$$F_{oL} = k_p \cdot \frac{F_{obv}}{2} \cdot \frac{e^{\mu_k \hat{\alpha}} + 1}{e^{\mu_k \hat{\alpha}} - 1} = 1,2 \cdot \frac{1524}{2} \cdot \frac{e^{0,2 \cdot \pi} + 1}{e^{0,2 \cdot \pi} - 1} = 3005 \text{ N} \quad (10)$$

Sílu od zatížení  $F_a$  není možno jednoznačně spočítat, protože objekt v podvěsu se může „houpat“, tudíž je tato síla zvolena:

$$F_a = 1000 \text{ N}$$

Výpočet ustálené obvodové síly od zatížení:

$$F_{aust} = G \cdot \sin(\alpha_k) = 2000 \cdot \sin(3) = 104 \text{ N} \quad (11)$$

$\alpha_k$ ... sklon nosného lana v dolní stanici

Obvodová rychlost:

$$v_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{2p}}{60} \cdot \frac{d_{kh}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{35}{60} \cdot \frac{0,320}{2} = 0,58 \text{ m/s} \rightarrow 2,11 \text{ km/h} \quad (12)$$

Maximální síla v dopravním laně:

$$F_{maxD} = F_{oL} + F_{obv} = 3000 + 1524 = 4524 \text{ N} \quad (13)$$

Bezpečnost proti přetržení:

$$k_{pDL} = \frac{F_{minD}}{F_{maxD}} = \frac{37600}{4524} = 8,3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (14)$$

Vlastní napínání bude řešeno pomocí pohybového napínacího šroubu u volné kladky.

#### 2.4.7 Kontrola hnací hřídele kladky:

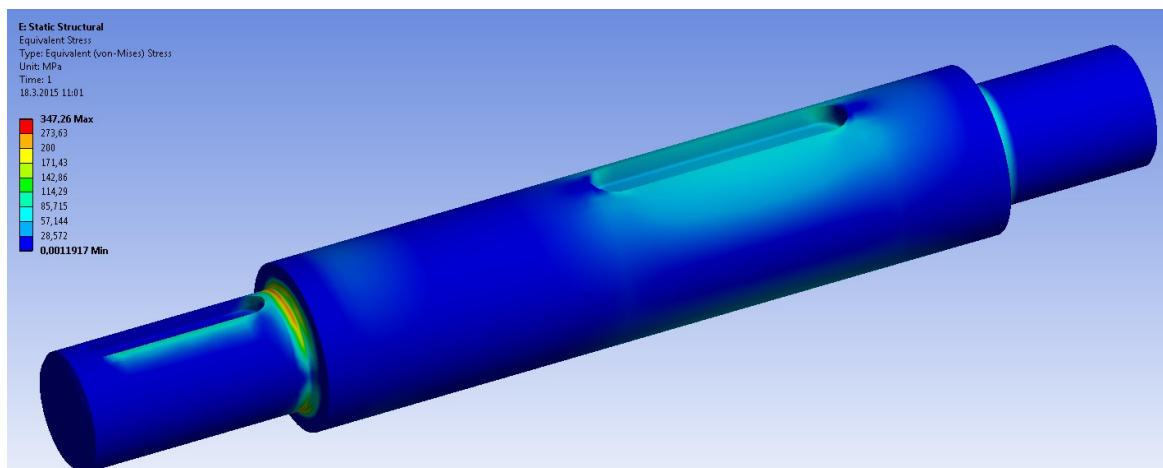
Zvolen materiál hřídele 15 230.7

$$R_{m \ 15 \ 230.7} = 1180 \text{ MPa}$$

$$R_{e \ 15 \ 230.7} = 835 \text{ MPa}$$

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.

Zatížení : Krouticí moment motoru  $M_{k2p} = 106 \text{ Nm}$   
 Napínací síla  $2F_{oL} = 6\,000 \text{ N}$



Obr. 26 - Kontrola hnací hřídele pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM

Mez únavy bývá cca  $\frac{1}{3}R_m$ , což v tomto případě je cca 400 MPa, výpočet na únavu nebyl řešen, pouze statická kontrola.

#### 2.4.8 Kontrola ložisek hnacího členu:

vypočet reakcí:

$$R_{3y} = \frac{2F_{oL} \cdot (c - d)}{c} = \frac{6\,000 \cdot (193,5 - 73)}{193,5} = 3736 \text{ N} < C_{o\,205-2F} \quad (15)$$

$$R_{2y} = 2F_{oL} - R_{3y} = 6\,000 - 3736 = 2264 \text{ N} < F_r \quad (16)$$

Kontrola životnosti ložiska:

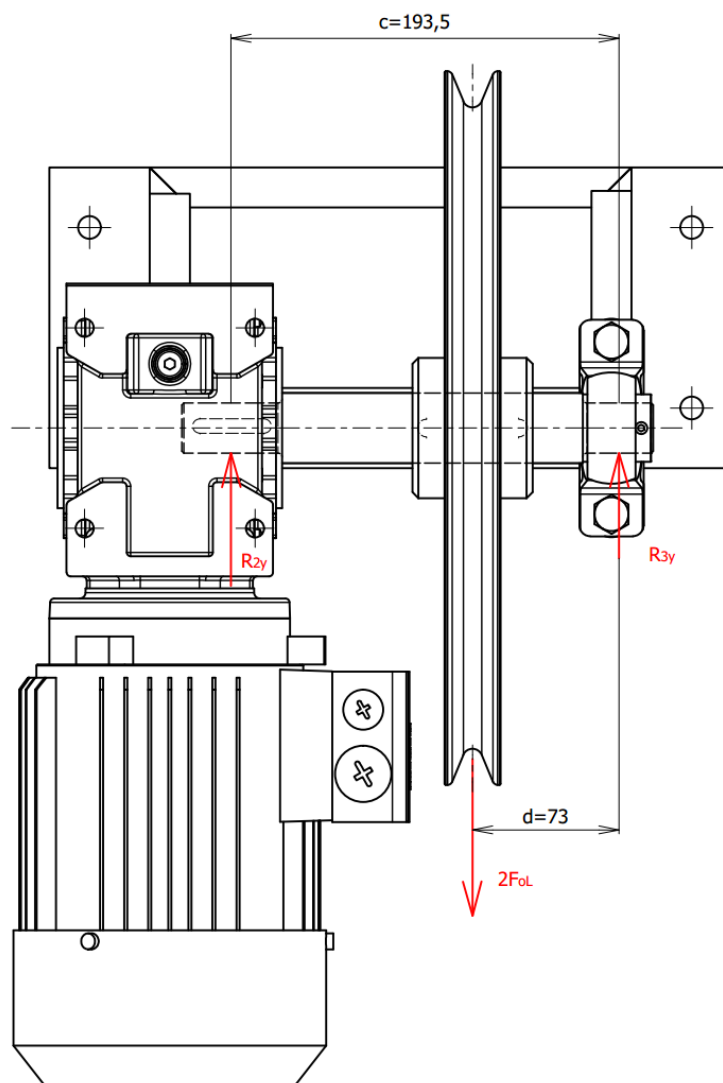
Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10\,205-2F} = \left( \frac{C_{205-2F}}{R_{3y}} \right)^p = \left( \frac{14\,000}{3736} \right)^3 = 52,6 \text{ mil. ot.} \quad (17)$$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h\,205-2F} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2p}} \cdot L_{10\,205-2F} = \frac{10^6}{60 \cdot 35} \cdot 52,6 = 25\,057 \text{ hod.} \quad (18)$$





Obr. 27 - Znázornění reakcí působících na hnací hřídel dopravníku

#### 2.4.9 Kontrola čepu volné kladky:

Zvolen materiál čepu 14 220

Výpočet reakcí:

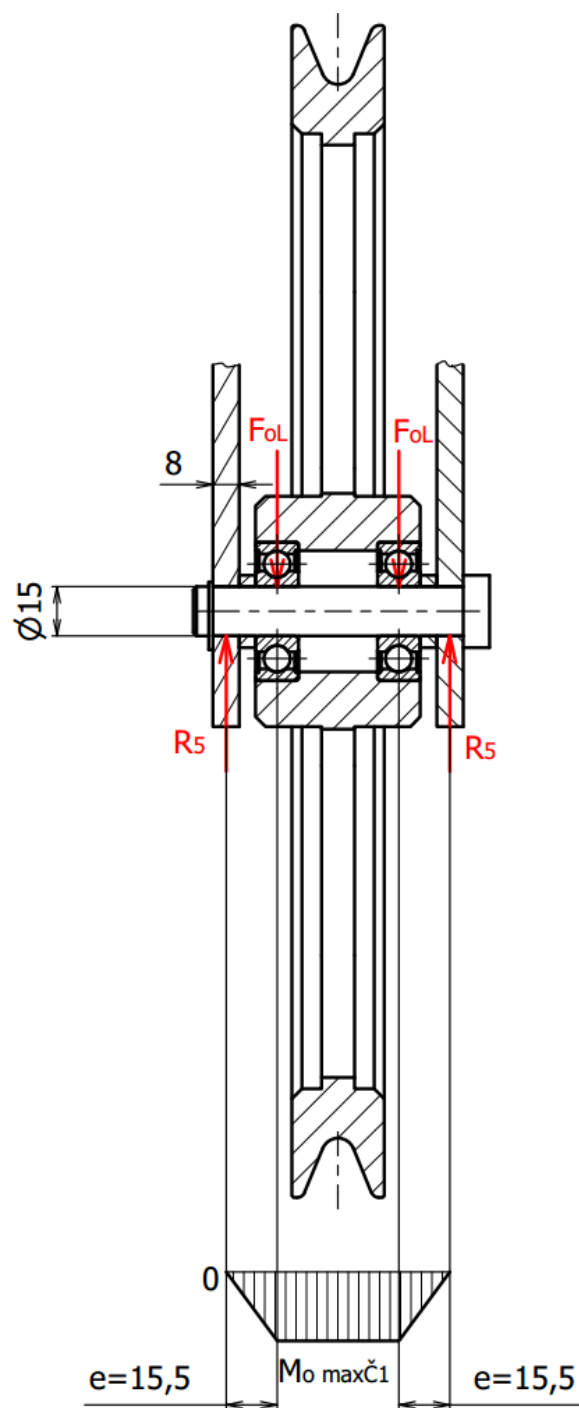
$$R_5 = F_{OL} = 3000 \text{ N} < C_{ow6302} \quad (19)$$

Výpočet ohybového momentu:

$$M_{o \max \check{c}1} = R_5 \cdot e = 3000 \cdot 15,5 = 46\,500 \text{ Nmm} \quad (20)$$

Výpočet ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_{o \check{c}1} = \frac{M_{o \max \check{c}1}}{w_{o \check{c}1}} = \frac{M_{o \max \check{c}1}}{\frac{\pi \cdot D_{\check{c}1}^3}{32}} = \frac{46\,500}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = 115 \text{ MPa} < \sigma_{dov \text{ 14 220}} \quad (21)$$



Obr. 28 - Rozložení sil a průběh ohybového momentu na čep volné kladky

#### 2.4.10 Kontrola ložisek volné kladky:

Zvoleno ložisko od firmy SKF W 6302 [1]

$$C_{w6302} = 9560 \text{ N}$$

$$C_{o w6302} = 5200 \text{ N}$$

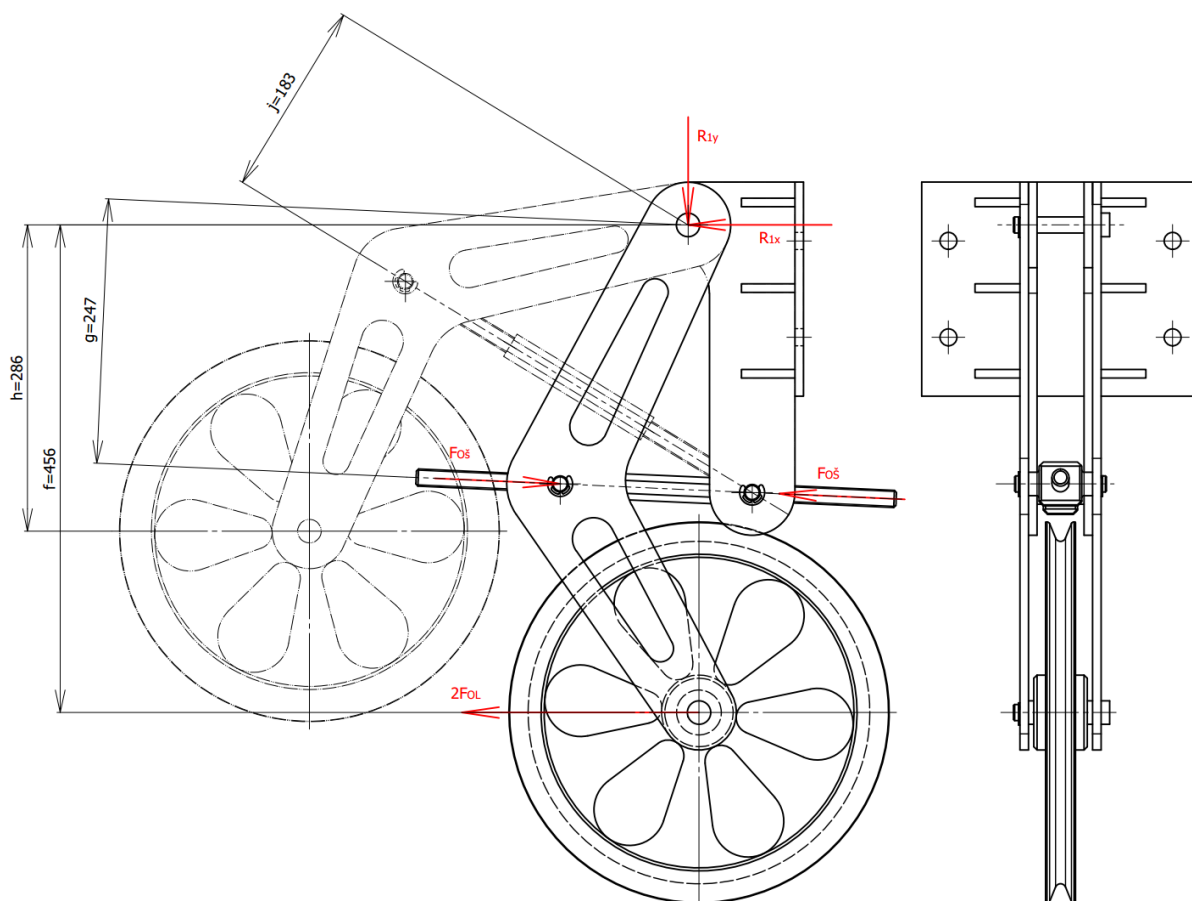
Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10\ w6302} = \left( \frac{C_{w6302}}{F_{oL}} \right)^p = \left( \frac{9560}{3000} \right)^3 = 32,36\ mil.\ ot. \quad (22)$$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h\ w6302} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2p}} \cdot L_{10\ w6302} = \frac{10^6}{60 \cdot 35} \cdot 32,36 = 15\ 409\ hod. \quad (23)$$

#### 2.4.11 Výpočet síly na šroubu napínání:



Obr. 29 - Schéma napínací kladky lanového dopravníku v krajních polohách

Výpočet osových síl v napínacím šroubu v krajních polohách:

$$F_{oš1} = \frac{2F_{oL} \cdot f}{g} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 456}{247} = 11\ 076\ N \quad (24)$$

$$F_{oš2} = \frac{2F_{oL} \cdot f}{g} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 286}{183} = 9\ 377\ N \quad (25)$$

v dalších výpočtech je pokračováno s  $F_{oš1}$ , protože  $F_{oš1} > F_{oš2}$ ,  $F_{oš1} = F_{oš}$

Zvolen šroub s jemným stoupáním M 16x0,5 materiálové skupiny 8.8

$$d_{3s} = 15,387 \text{ mm}$$

$$d_{2s} = 16,026 \text{ mm}$$

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_{ts} = \frac{F_{os} \cdot 4}{\pi \cdot d_{3s}^2} = \frac{11\,076 \cdot 4}{\pi \cdot 15,387^2} = 59,5 \text{ MPa} \quad (26)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\begin{aligned} \tau_s &= \frac{M_{TZs}}{W_{Ks}} = \frac{F_{os} \cdot tg(\varphi'_s + \psi_s) \cdot \frac{d_{2s}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{3s}^3}{16}} \\ &= \frac{11\,076 \cdot tg(13,004 + 0,568) \cdot \frac{16,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 15,387^3}{16}} = 29,95 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (27)$$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi_s = \arctg \frac{P_{hs}}{\pi \cdot d_{2s}} = \arctg \frac{0,5}{\pi \cdot 16,026} = 0,568^\circ \quad (28)$$

Výpočet třecího úhlu:

$$\varphi'_s = \arctg \frac{f_{zs}}{\cos \frac{\alpha_s}{2}} = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13,004^\circ \quad (29)$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guesta:

$$\sigma_{REDs} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{59,5^2 + 4 \cdot 29,95^2} = 84 \text{ MPa} \quad (30)$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k_{ss} = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{84} = 7,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (31)$$

Utahovací moment:

$$\begin{aligned} M_{us} &= 2 \cdot M_{TZs} = 2 \cdot F_{os} \cdot tg(\varphi'_s + \psi_s) \cdot \frac{d_{2s}}{2} \\ &= 2 \cdot 11\,076 \cdot tg(13,004 + 0,568) \cdot \frac{16,026}{2} = 42\,850 \text{ Nmm} \\ &\rightarrow 42,8 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (32)$$

Tohoto utahovacího momentu lze dosáhnout ručně s příslušným nářadím.

#### 2.4.12 Kontrola ramene napínání lanového dopravníku:

Zvolená ocel nosné konstrukce napínáku 11 523

$$R_{e \min 11\ 523} = 333\ MPa\ [15]$$

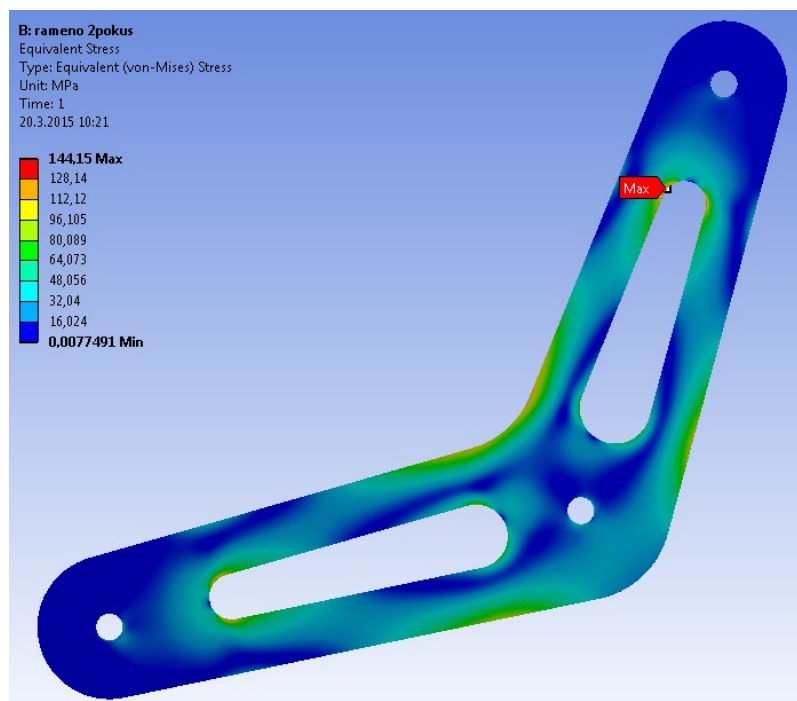
Zvolená bezpečnost  $k_{SDL} = 1,3$

Výpočet dovoleného napětí:

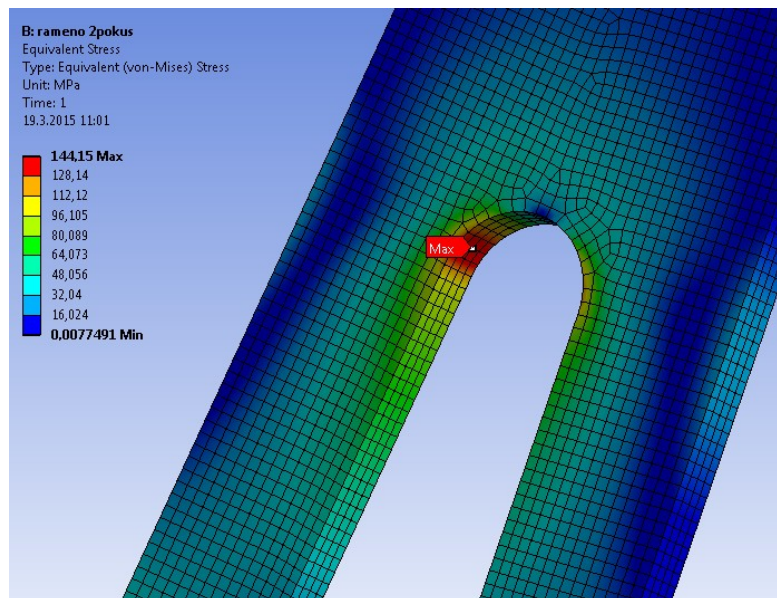
$$\sigma_{dov R} = \frac{R_{e \min 11\ 523}}{k_{SDL}} = \frac{333}{1,3} = 256\ MPa \quad (33)$$

Zatížení :            napínací síla  $F_{oL} = 3005\ N$  (viz. obr. 28)

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0

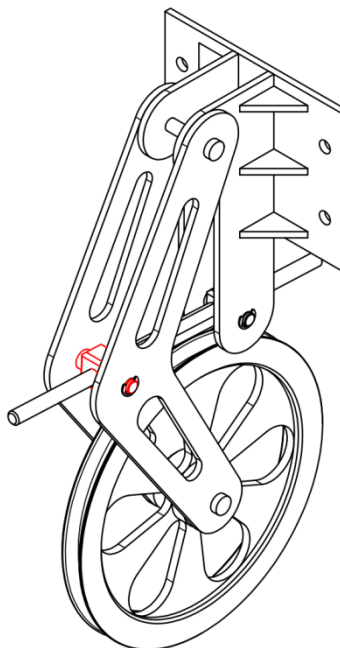


Obr. 30 - Kontrola ramene napínáku lanového dopravníku pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMH



Obr. 31 - Detail napětí ve vrubu, napětí podle hypotézy HMM

#### 2.4.13 Kontrola čepu s vnitřním závitem:



Obr. 32 - Zvýraznění umístění zkoumaného čepu

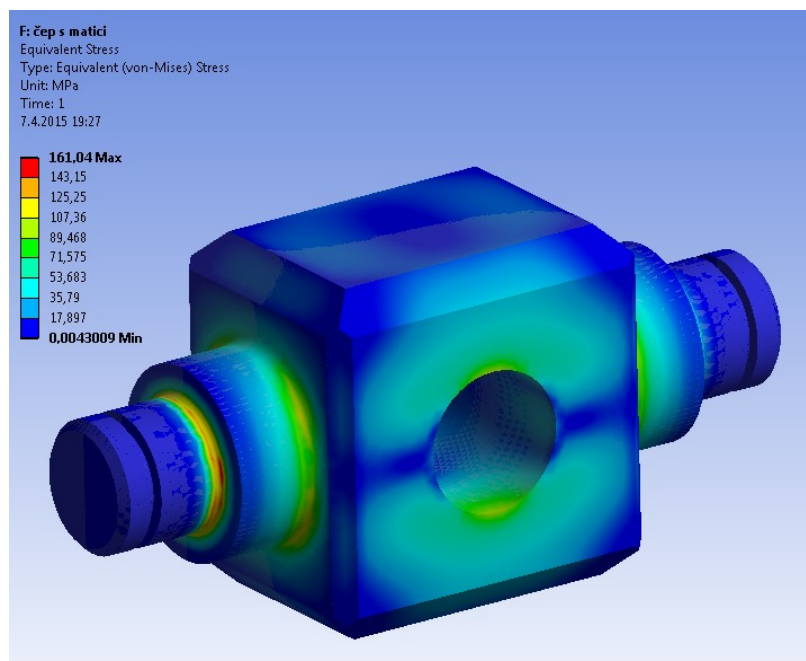
Zvolen materiál čepu 11 523

$$R_{e\ min11\ 523} = 333\ MPa\ [15]$$

Zatížení : osová síla  $F_{o\check{s}} = 11\ 076\ N$

třecí moment na závitu  $M_{TZ\check{s}} = 21\ 425\ Nmm$

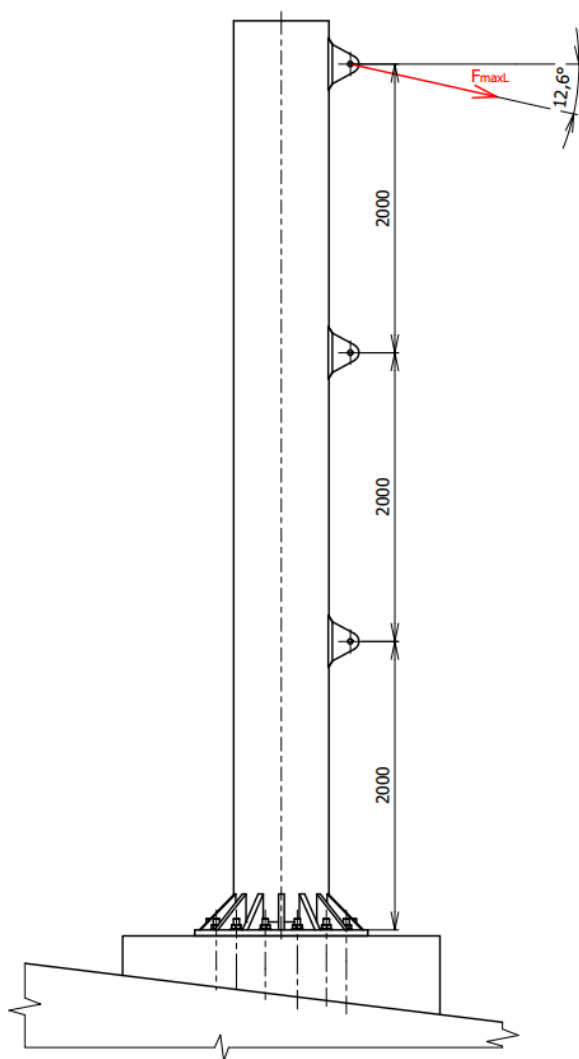
Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0



Obr. 33 - Kontrola čepu s vnitřním závitem pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMMH

## 2.5 Návrh horní stanice

Horní stanice bude tvořena nosným sloupem, který bude ukotven šrouby k betonovému základu. Na sloupu budou tři přivařené úchyty k zachycení lana ve výšce 2, 4, 6 m, pro umožnění změny výšky startovního bodu. Všechny pevnostní výpočty provádím s úvahou maximálního zatížení  $F_{maxL}$  s ukotvením ve výšce 6m.



Obr. 34 - Nosný sloup

### 2.5.1 Pevnostní kontrola zvoleného sloupu:

Zvolen materiál sloupu a úchytů 11 523

$$R_{e\ min11\ 523} = 333\ MPa\ [15]$$

Dle normy zvolená bezpečnost  $k_{SL} = 3$

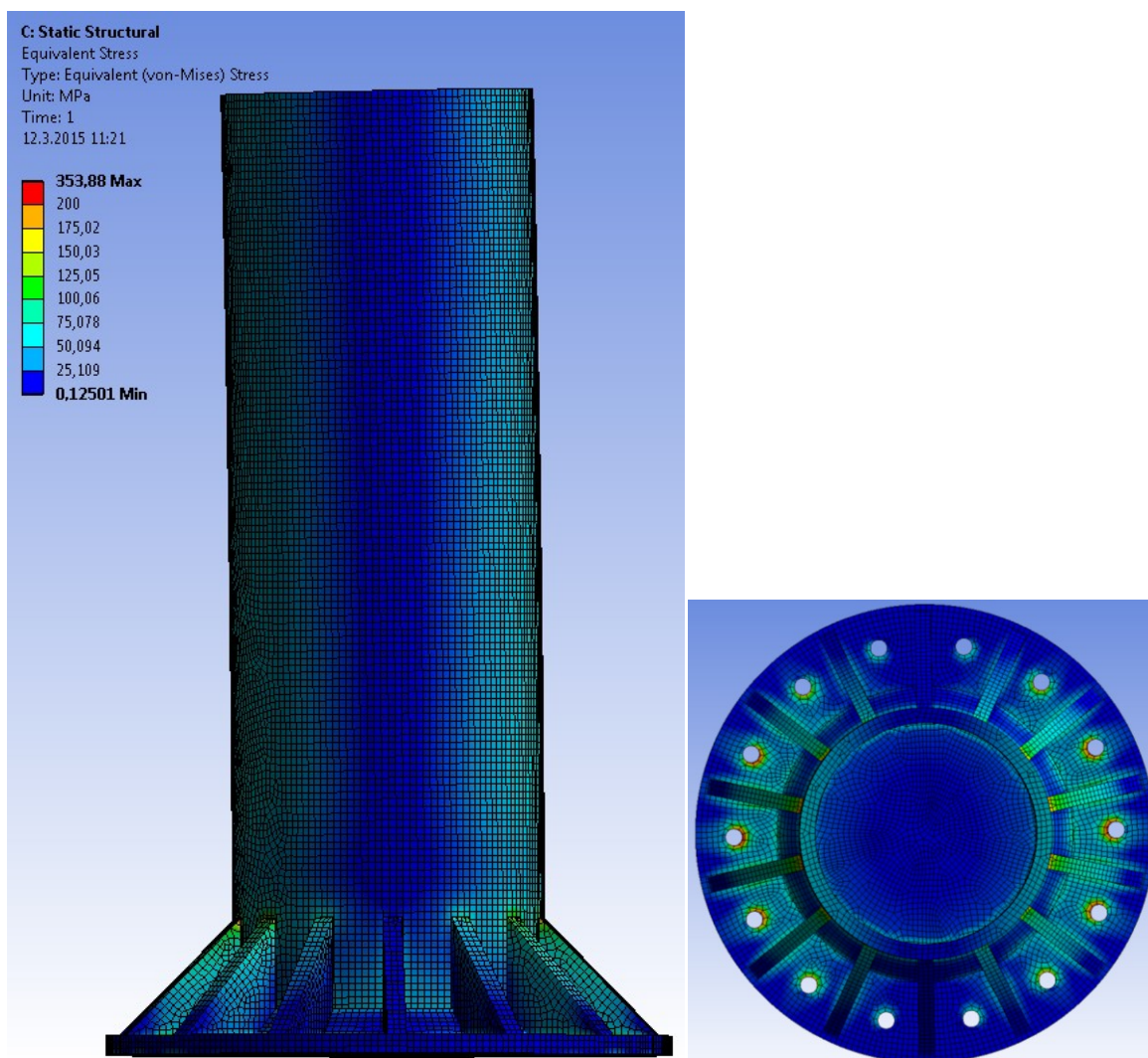
Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{dov\ L} = 111\ MPa$$



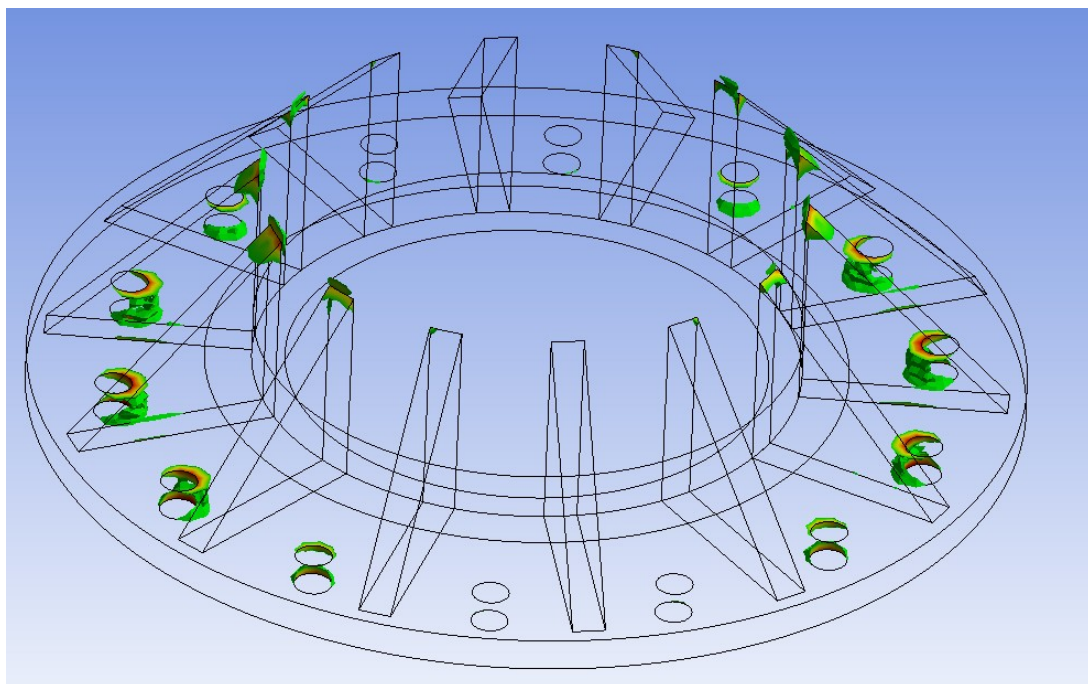
Zatížení :            maximální tahová síla v laně  $F_{AmaxL} = 144,3 \text{ kN}$

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0



Obr. 35 - Kontrola horního sloupu a příruby pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM

Na obrázku 36 jsou zobrazené prvky u nichž napětí překročilo  $\sigma_{dov 11\,523} = 111 \text{ MPa}$ , avšak při tomto výpočtu napětí při otvorech není relevantní, protože je použita vazba na vnitřních plochách otvoru pro zjištění maximální provozní síly ve šroubu. Tento výpočet bude opakován v následující kapitole už s předepjatými šrouby. Co se týče napětí v žebrech, je způsobeno ostrým přechodem ve skutečnosti v tomto místě bude svar, který eliminuje tuto napěťovou špičku.

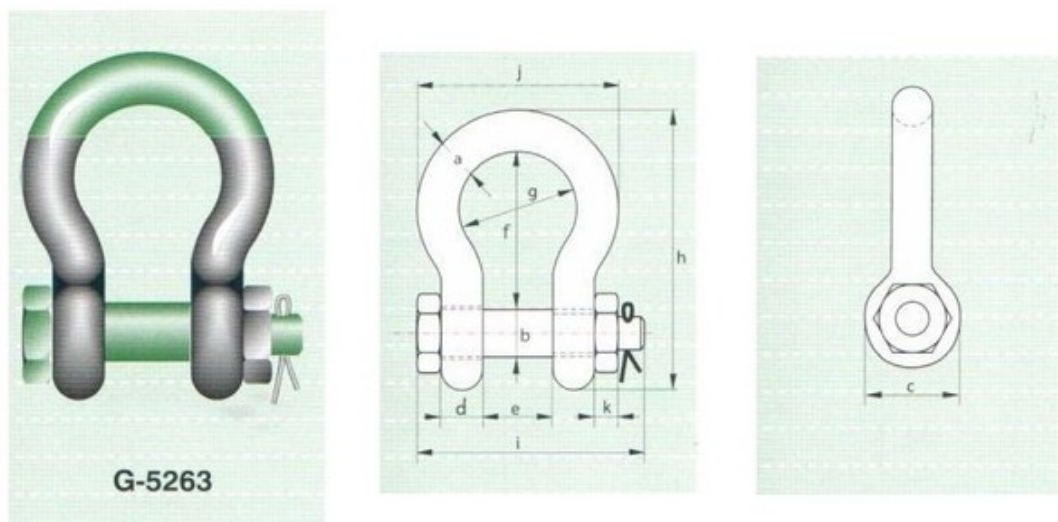


Obr. 36 - Zobrazené prvky u kterých je teoreticky překročené dovolené napětí

### 2.5.2 Návrh úchytů nosného lana:

Zvoleno ukončení lana zalisovanou očnicí DIN 6899B dle doporučení výrobce. Ta bude spojena s navařeným úchytem na nosném sloupu pomocí třmenu G-5263 (21t) viz. Obr.

nosnost třmenu: 21t



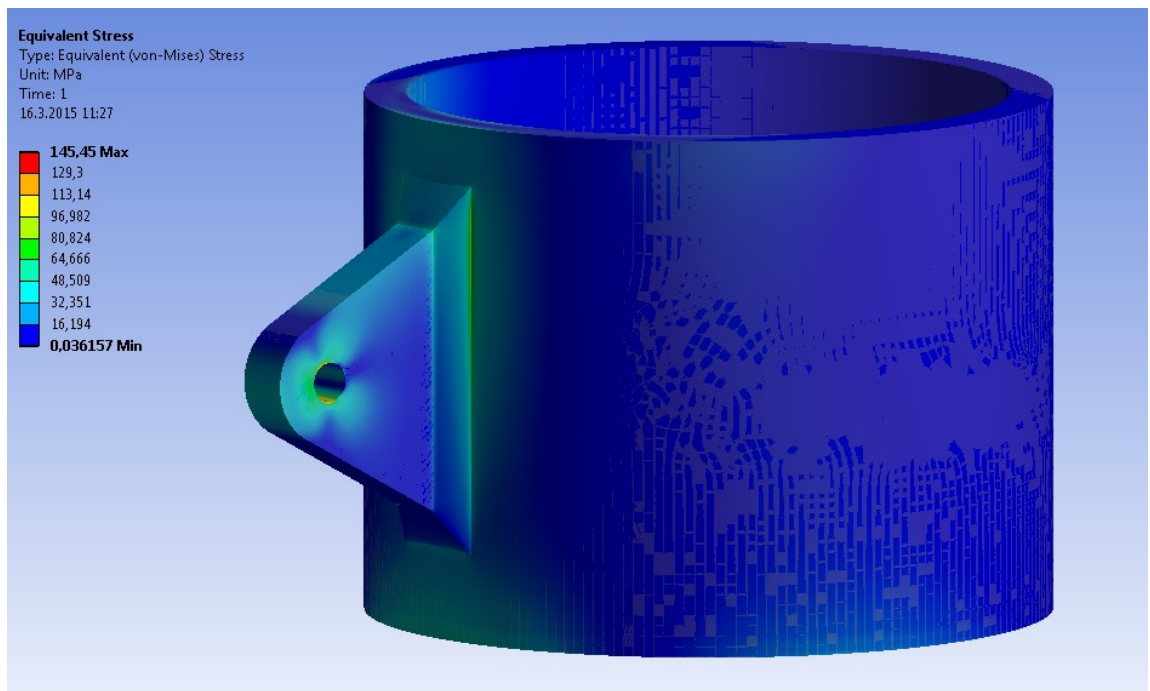
Obr. 37 - Vysokopevnostní třmen SUPER [17]

Kontrola úchytu nosného lana a svaru:

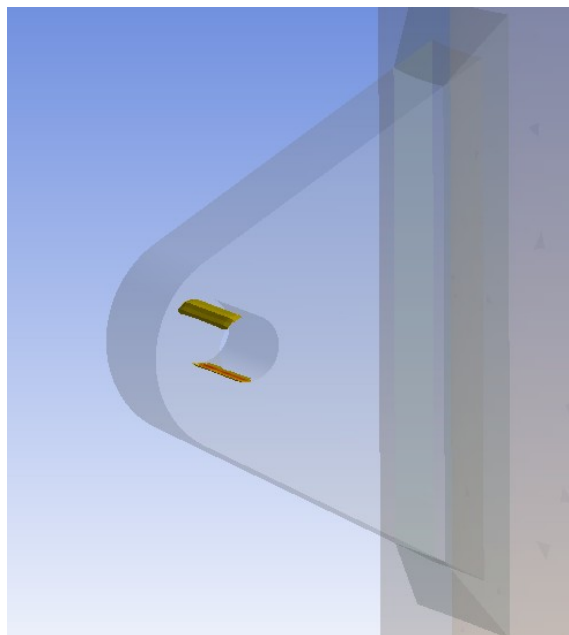
Zvolená ocel úchytů nosného lana 11 523

$$\sigma_{dov L} = 111 \text{ MPa}$$

Napětí opět je překročeno jen v velmi malém místě. Úchyt vyhovuje.



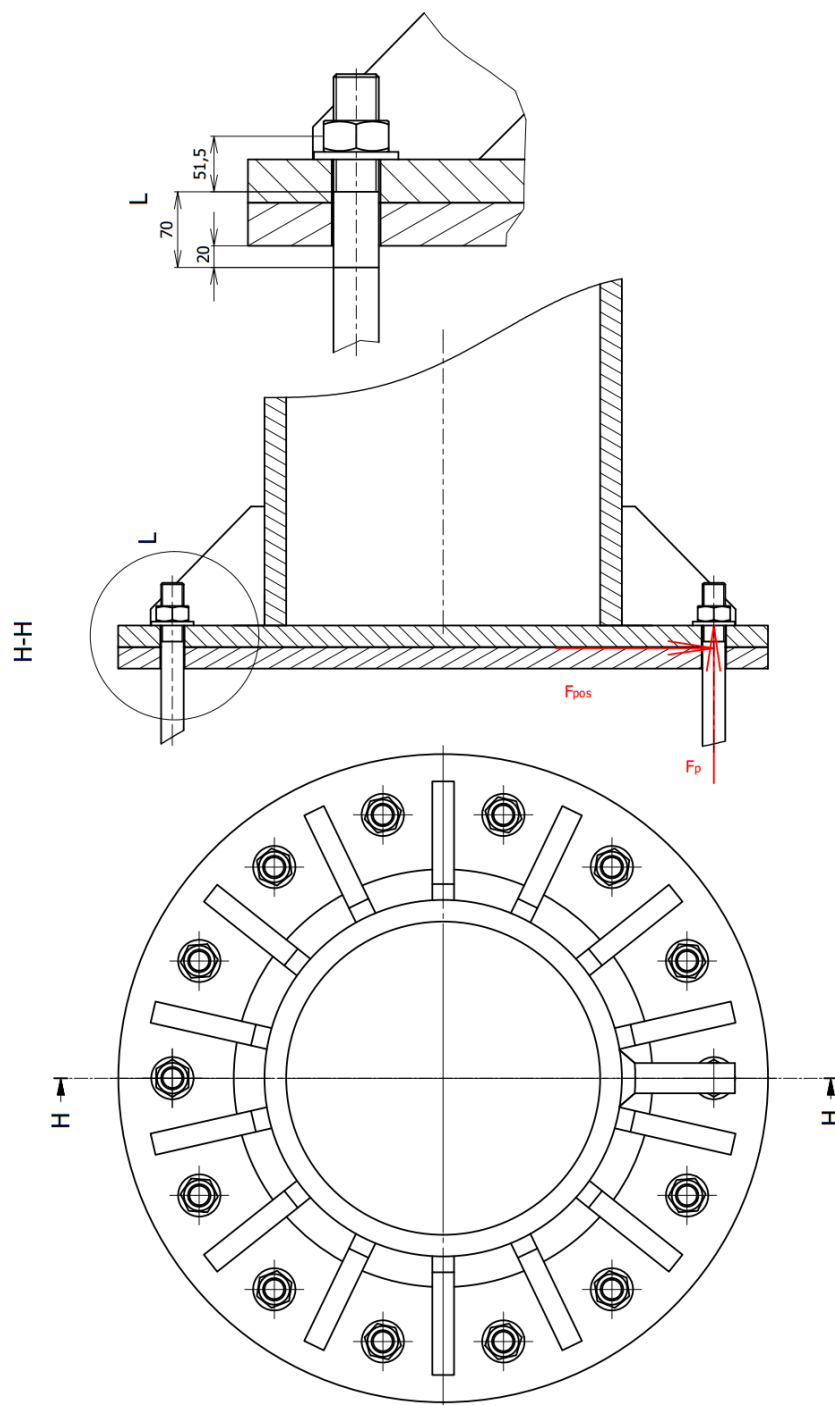
Obr. 38 - Kontrola úchytů nosného lana a svaru pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMH



Obr. 39 - Zobrazené prvky u kterých je překročené dovolené napětí

### 2.5.3 Návrh předepjatých kotvicích šroubů

Z předchozích výpočtů MKP v kapitole 2.5.1 je maximální provozní osová síla šroubů  
 $F_p = 255\,000\text{ N}$



Obr. 40 - Příruba nosného sloupu

Posouvající síla na jeden šroub:

$$F_{pos} = \frac{F_{max}L}{i_s} = \frac{144,3}{14} = 10,3 \text{ kN} \quad (34)$$

$i_s$ ... počet šroubů

Výpočet minimální síly v přírubě na jeden šroub:

$$F_{\min P\check{R}} = \frac{F_{pos}}{f_p} = \frac{10,3}{0,2} = 51,5 \text{ kN} \quad (35)$$

Výpočet předběžného průměru šroubu:

$$d_{3p}' = \sqrt{\frac{4 \cdot (F_p + F_{\min P\check{R}}) \cdot k_{sp} \cdot \beta_k}{\pi \cdot R_{p0,2}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (255\,000 + 51\,500) \cdot 3 \cdot 1,3}{\pi \cdot 1080}} \quad (36)$$

$$= 37,53 \text{ mm}$$

Zvolen šroub s jemným stoupáním M 42x1 materiálové skupiny 12.9

$$d_{3p} = 40,773 \text{ mm}$$

$$d_{2p} = 41,350 \text{ mm}$$

Výpočet tuhosti šroubů:

Při výpočtu tuhosti šroubu je uvažováno s délkou závitu + polovinou výšky matice a délkou šroubu bez závitu +20mm (zalito v betonu) viz. detail L na Obr.40.

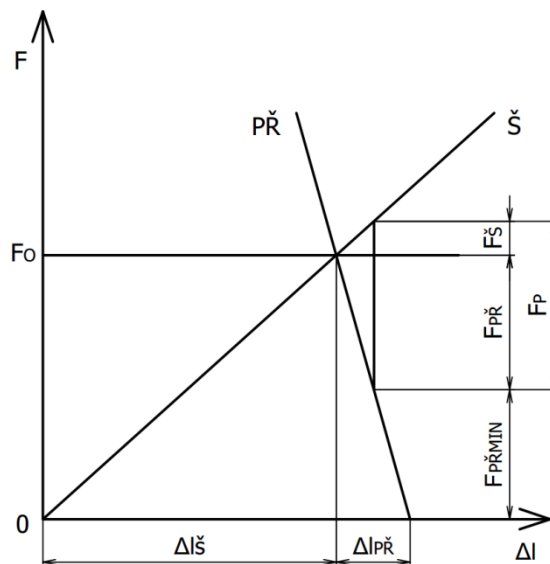
$$C_{\check{s}} = \frac{E \cdot S_p}{L} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot d_{3p}^2}{4}}{L_1} + \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot d_{2p}^2}{4}}{L_2} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 40,773^2}{4}}{51,5} + \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 42^2}{4}}{70} \quad (37)$$

$$= 9\,480\,440 \text{ N/mm}$$

Přibližný výpočet tuhosti příruby:

Zvolená tuhost příruby jako 10ti násobek tuhostí šroubu (běžné spojení).

$$C_{P\check{R}} \doteq C_{\check{s}} \cdot 10 \doteq 90\,480\,440 \text{ N/mm} \quad (38)$$



Obr. 41 - Diagram předepjatého šroubového spoje

Výpočet osově síly šroubu: [14]

$$F_{op} = F_{\min P\check{R}} + F_P \frac{C_{P\check{R}}}{C_{P\check{R}} + C_{\check{s}}} = 51\,500 + 255\,000 \frac{90\,480\,440}{90\,480\,440 + 9\,480\,440} = 282\,315\,N \quad (39)$$

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_{tp} = \frac{(F_p + F_{\min P\check{R}}) \cdot 4}{\pi \cdot d_{3p}^2} = \frac{(255\,000 + 51\,500) \cdot 4}{\pi \cdot 40,773^2} = 234,7\,MPa \quad (40)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_p = \frac{M_{TZp}}{W_{Kp}} = \frac{F_{op} \cdot tg(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{3p}^3}{16}} = \frac{282\,315 \cdot tg(13,004 + 0,441) \cdot \frac{41,35}{2}}{\frac{\pi \cdot 40,773^3}{16}} = 105,2\,MPa \quad (41)$$

Výpočet třecího úhlu:

$$\varphi'_p = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13,004^\circ \quad (42)$$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi_p = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1}{\pi \cdot 41,350} = 0,441^\circ \quad (43)$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guesta:

$$\sigma_{REDp} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{234,7^2 + 4 \cdot 105,2^2} = 315,2\,MPa \quad (44)$$

Smluvní mez kluzu: [13]

$$R_{p0,2} = 1080$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{sp} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{REDp}} = \frac{1080}{315,2} = 3,4 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (45)$$

Výpočet utahovacího momentu:

$$\begin{aligned} M_{Up} &= F_{op} \cdot tg(\varphi'_p + \psi_p) \cdot \frac{d_{2p}}{2} + F_P \cdot f_P \frac{D_P + S_K}{4} \\ &= 283\,318 \cdot tg(13,004 + 0,441) \cdot \frac{41,35}{2} + 276\,045 \\ &\quad \cdot 0,2 \frac{43 + 60}{4} = 2821971\,Nmm \rightarrow 2822\,Nm \end{aligned} \quad (46)$$

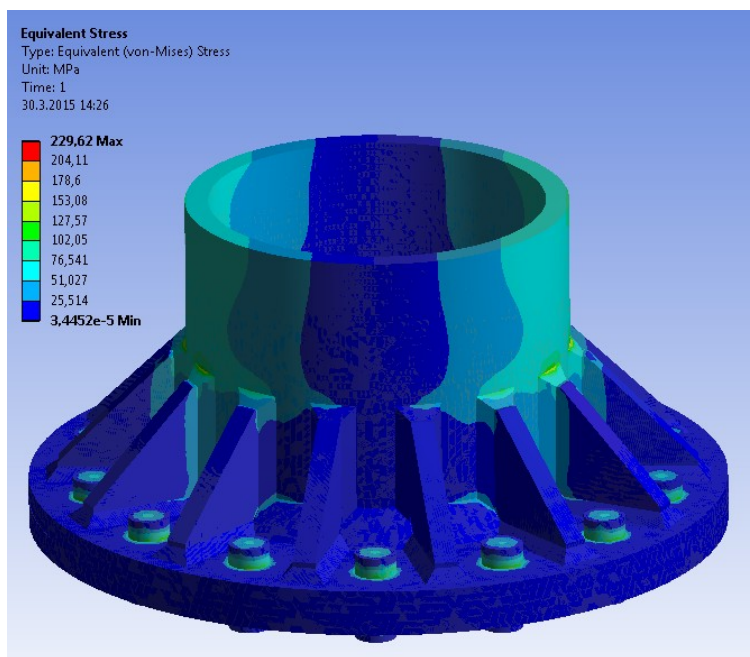


#### 2.5.4 Detailní kontrola kotvicí příruby nosného sloupu:

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0

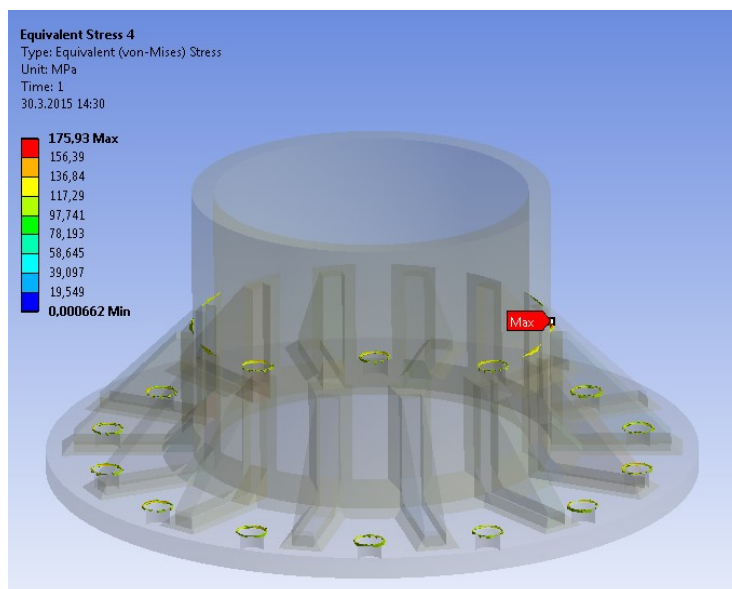
$$\sigma_{dov L} = 111 \text{ MPa}$$

Na stupnici se vyskytuje napětí až 229 MPa, toto napětí je však v předeplatých šroubech, které nejsou objektem zkoumání.



Obr. 42 - Detailní kontrola kotvicí příruby nosného sloupu pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM

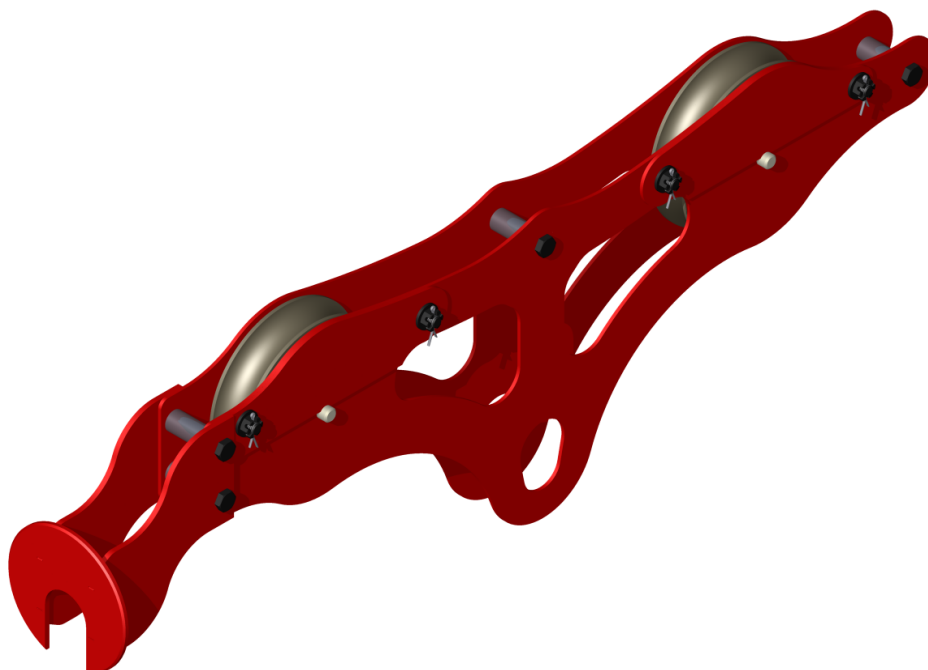
Na obrázku 43 jsou výsledky bez předeplatých šroubu a zobrazené prvky u kterých napětí překročilo  $\sigma_{dov L} = 111 \text{ MPa}$  je zřejmé, že napětí je překročeno jen z důvodů ostrých přechodů, které ve skutečnosti budou eliminovány svary.



Obr. 43 - Detailní kontrola kotvicí příruby nosného sloupu pomocí MKP, zobrazené prvky přesahující dovolené napětí  $\sigma_{dov L}$ , výsledky bez šroubů, napětí podle hypotézy HMM

## 2.6 Návrh nosného vozíku:

Nosný vozík se skládá z nosné a připojovací části. Obě části jsou provedeny z oceli 11 523. Každá z kladek je uložena na dvou ložiscích. Všechny šrouby musí být pojištěny proti samovolnému uvolnění.



Obr. 44 - Nosný vozík

### 2.6.1 Kontrola čepů (podle obr. 45):

Výpočet ohybového momentu:

$$R_4 = \frac{G}{4} = 500 \text{ N} \quad (47)$$

$$M_{o \max \check{c}2} = R_4 \cdot a = 500 \cdot 6,5 = 3250 \text{ Nmm} \quad (48)$$

Výpočet ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_{o\check{c}2} = \frac{M_{o \max \check{c}2}}{w_{o\check{c}2}} = \frac{M_{o \max \check{c}2}}{\frac{\pi \cdot D_{\check{c}2}^3}{32}} = \frac{3250}{\frac{\pi \cdot 8^3}{32}} = 64 \text{ MPa} \quad (49)$$

Výpočet bezpečnosti v ohybu:

$$k_{so\check{c}2} = \frac{R_{e \min 11 523}}{\sigma_{o\check{c}2}} = \frac{333}{64} = 5,2 > 3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (50)$$

Výpočet maximálního tlaku na čep:

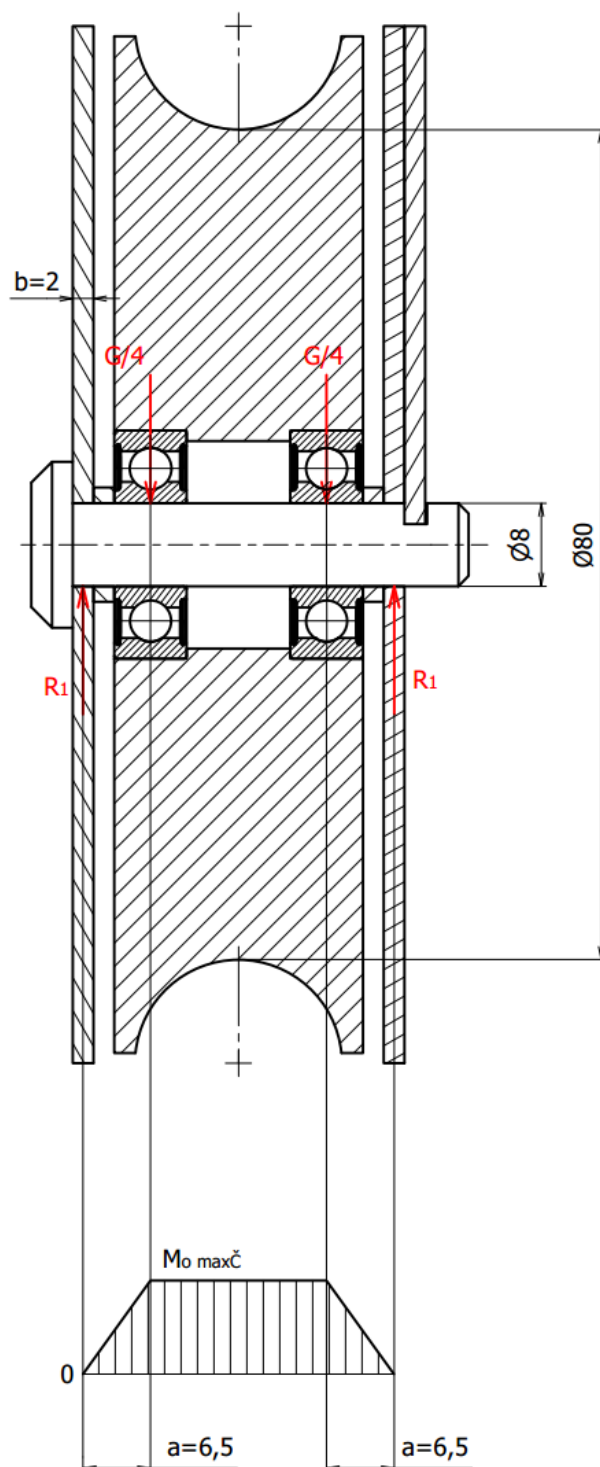
$$p_{\max \check{c}2} = \frac{R_4}{S_{\check{c}2}} = \frac{R_4}{D_{\check{c}2} \cdot b} = \frac{500}{8 \cdot 2} = 31,25 \text{ MPa} \quad (51)$$



$$p_{dov} = 100 [12]$$

Výpočet bezpečnosti v tlaku:

$$k_{sp\check{c}2} = \frac{p_{dov}}{p_{max\check{c}2}} = \frac{100}{31,25} = 3,2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (52)$$



Obr. 45 - Znázorněné síly a průběh ohybových momentů působící na čep

### 2.6.2 Kontrola ložisek nosného vozíku:

Zvoleno nerezové jednořadé kuličkové ložisko od firmy SKF[1]

typ: W 608 - 2RS1

Parametry:  $C_{608} = 2760 \text{ N}$   
 $C_{o\ 608} = 1320 \text{ N}$

Výpočet statické bezpečnosti:

$$k_{s\ 608} = \frac{C_{o\ 608}}{\frac{G}{4}} = \frac{1320}{500} = 2,64 \quad (53)$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10\ 608} = \left( \frac{C_{608}}{\frac{G}{4}} \right)^p = \left( \frac{2760}{500} \right)^3 = 168 \text{ mil. ot.} \quad (54)$$

Počet otáček kladky vozíku při jednom sjezdu:

$$n_i = \frac{l_L}{\pi \cdot d_{kv}} = \frac{1800}{\pi \cdot 0,08} = 7162 \quad (55)$$

Trvanlivost ložisek v počtech sjezdů:

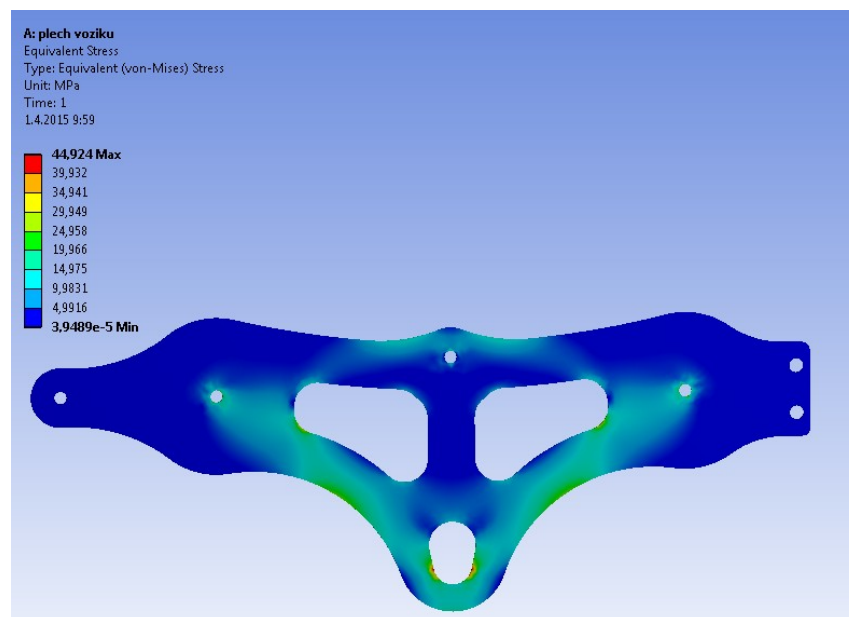
$$L_{10S\ 608} = \frac{L_{10\ 608}}{n_i} \cdot 10^6 = \frac{168}{7162} \cdot 10^6 = 23\ 457 \text{ poč. sjezdů} \quad (56)$$

Za předpokladu, že v oběhu bude 10 vozíků a periodou sjezdu cca 10 min, v 10 hodinovém denním provozu, to znamená že každý vozík sjede za den 6 krát. Z čeho lze usoudit, že trvanlivost ložisek bude cca 3900 dní.

### 2.6.3 Kontrola plechu nosného vozíku:

$$\sigma_{dov L} = 111 \text{ MPa}$$

Výpočet proveden v ANSYS Workbench 15.0



Obr. 46 - Kontrola plechu nosného vozíku pomocí MKP, napětí podle hypotézy HMM

### 3 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout lanovou dráhu pro extrémní sport. Lanová dráha je 1779 m dlouhá s převýšením 147 m.

Práci lze rozdělit do několika hlavních bodů:

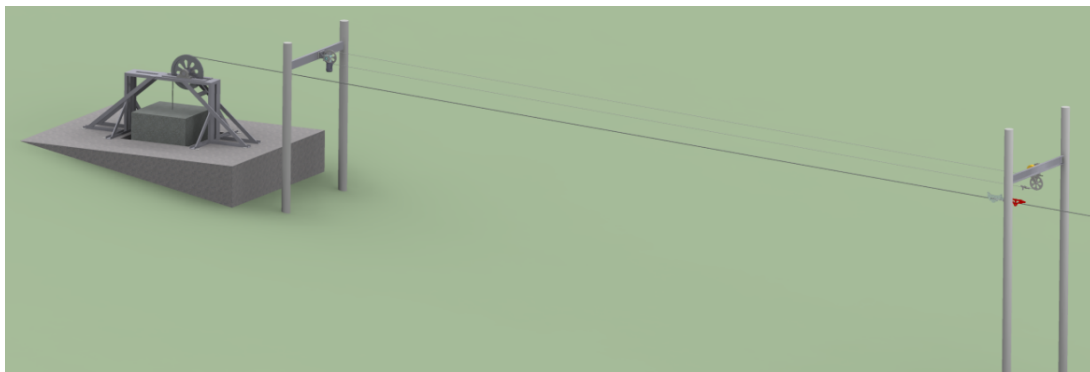
- Úvod s přehledem lanových atrakcí
- Volba a pevnostní kontrola lana
- Návrh a kontrola dolní kotvici stanice
- Návrh a kontrola horní kotvici stanice
- Návrh pojezdu

V první části je proveden přehled obdobných atrakcí u nás a v zahraničí. Taktéž základní rozdělení nejčastěji se vyskytujících systému napínání, brzdění, kotvení lana atd.

V následující části je zvoleno nosné lano P 336, s výpočtem průhybové křivky a pevnostní kontroly tak aby vyhovovala normě. Výpočet je proveden pomocí MKP v ANSYS workbench. Při volbě lana je postupováno metodou " pokus omyl ", vždy byl zvolen výrobcem doporučený typ lana a pevnostně zkontrolován, zda vyhovuje. Dalším důležitým aspektem při volbě bylo, zda lano je vyrobitelné v požadované délce anebo aby umožňovalo hladké spojení, tak aby po něm mohla jezdit kladka. V tomto případě lano P 336 lze vyrobiť v délce až 1900 m. Pro tento druh aplikace lano muselo také splňovat požadavky jako je ořezuvzdornost, odolnost vůči povětrnostním podmínkám atd.

Dalším krokem byl návrh dolního kotvení nosného lana. Dolní stanice je tvořena svařovaným ocelovým rámem převážně z U-profilů, přišroubovaným k betonovému základu. Z provozních důvodů je zde i napínání lana cca 14 tunovým závažím. Rám a hřídel jsou staticky zkontrolovány pomocí MKP. Ložiska pro uložení hřídele taktéž vyhovují statické kontrole.

Součástí dolní stanice je také brzdňý mechanismus. Brzdňý mechanismus se skládá z nosných bran na kterých je umístěn lanový dopravník s brzdou ZipSTOP. Všechny části lanového dopravníku jsou dimenzovány s úvahou přenosu točivého momentu třením z hnací kladky na dopravní lano. Napínání dopravníku je zvoleno pomocí metrického šroubu na volné kladce. Všechny namáhané díly jsou navrženy tak aby pevnostně vyhovovaly požadavkům zákazníka.



Obr. 47 - Dolní stanice s brzdňým systémem

Horní stanice je prostá ocelová trubka o průměru 660x40 mm s přivařenou kotvicí přírubou a se třemi přivařenými úchyty pro připojení nosného lana ve výšce 2, 4, 6 m. Všechny díly jsou pevnostně zkontrolovány a vyhovují normě.

Nosný vozík je tvořen dvěma výpalky z plechu spojenými dohromady šrouby. Kladky jsou uloženy na čepech, zajištěné pojistnými kroužky. Všechny namáhané díly jsou pevnostně zkontrolovány včetně životnosti ložisek. V přední části nosného vozíku je přišroubovaná příruba pro připojení brzdícího vozíku.

Lze konstatovat, že všechny cíle diplomové práce, které byly vytýčeny na začátku, byly beze zbytku splněny.

## 4 Literatura

[1] SKF [online]. © 2009, [cit. 2015-2-23].

Dostupné z: < <http://www.skf.com> >

[2] TOS ZNOJMO [online]. © 1997, [cit. 2015-2-23].

Dostupné z: < <http://www.tos-znojmo.cz> >

[3] ELEKTROMOTORY SIEMENS [online]. © 1997, [cit. 2015-2-23].

Dostupné z: < <http://www.elektromotory.net> >

[4] Lana BERÁNEK s.r.o. [online]. © 1995, [cit. 2015-2-23].

Dostupné z: < <http://www.lana.cz> >

[5] MONKEYPARK HARACHOV [online]. © 1997, [cit. 2015-3-06].

Dostupné z: < <http://www.bobovka.cz> >

[6] ADRENALIN PARK [online]. © 2000, [cit. 2015-3-06].

Dostupné z: < <http://www.adrenalinpark.com> >

[7] METAL TRADE s.r.o.[online]. © 1995, [cit. 2015-3-06].

Dostupné z: < <http://www.metal-trade.cz> >

[8] ZIP WORLD [online]. © 2000, [cit. 2015-3-07].

Dostupné z: < <http://www.zipworld.co.uk/> >

[9] ZIP STOP [online]. © 2000, [cit. 2015-3-09].

Dostupné z: < <http://thezipshop.com> >

[10] ČSN EN 15567-1 Sportovní a rekreační zařízení - Lanové dráhy Část 1: Konstrukční a bezpečnostní požadavky, [cit. 2015-3-10].

Dostupné z: < <http://www.unmz.cz> >

[11] KALÁB, Květoslav. *NÁVRH, VÝPOČET A MONTÁŽ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU: Vysokoškolská příručka*,. © 2010, [cit. 2015-3-10].

[12] KALÁB, Květoslav. *ČÁSTI A MECHANIZMY STROJU, Části spojovací*,. © 2011, [cit. 2015-3-17].

[13] ŠROUB A MATKA.CZ [online]. © 2000, [cit. 2015-3-011].

Dostupné z: < <http://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html> >

[14] KALÁB, Květoslav. *NÁVRH, VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU PŘÍRUBOVÉHO SPOJE: Vysokoškolská příručka*,. © 2010, [cit. 2015-3-10].

[15] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 872 s. ISBN 80-86490-74-2.

[16] LANOVÉ DRÁHY [online]. © 2003, [cit. 2015-3-14].

Dostupné z: < <http://www.lanove-drahy.cz> >

[17] TECHLAN, Jan Chudoba [online]. © 2003, [cit. 2015-3-16].  
Dostupné z: < <http://www.techlan.cz> >

## **5 Seznam příloh**

**Výkresy:**      SN2KIK01 - DOLNÍ STANICE  
                     SN2KIK02 - HORNÍ STANICE  
                     SN2KIK03 - NOSNÝ VOZÍK